



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**TURBÍNOVÝ POHON DOBÍJECÍ JEDNOTKY
ELEKTROBUSU**

TURBINE DRIVE FOR CHARGER UNIT OF BUS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Obrlík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Obrlík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Turbínový pohon dobíjecí jednotky elektrobuse

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dojezd elektrobuseů je mnohem menší než dojezd autobusů se spalovacím motorem. V současné době se testuje několik možností dobíjení v "terénu" (na zastávkách, pomocí trolejí), přičemž jednou z možností je částečné dobíjení i během jízdy transformací jiného druhu energie uložené mimo elektrické baterie elektrobuseu pomocí plynové turbíny.

Cíle diplomové práce:

- (1) Rešerše možností způsobu dobíjení pomocí plynové turbíny (turboexpandér s láhví stlačeného vzduchu a nádrží s palivem, spalovací turbína a nádrž s palivem...).
- (2) Ekonomika provozu různých variant podle potřebného dojezdu.
- (3) Termodynamický návrh vybrané varianty.
- (4) Zástavbové rozměry soustrojí a základní nákres soustrojí.

Seznam literatury:

KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.

KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-346-3.

ARENDÁŠ, Miroslav a Milan RUČKA. Nabíječe a nabíjení. 2., přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987. Populární elektrotechnika.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 2. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce pojednává o využití spalovací turbíny pro pohon dobíjecí jednotky elektrobusu. Na základě rešerše a ekonomického rozboru provozu je pro pohon dobíjecí jednotky vybrán turboexpandér s tlakovou nádobou na vzduch. Pro tuto variantu je vytvořen termodynamický návrh. Na základě tohoto návrhu je navrženo uspořádání soustrojí. Pro navržené uspořádání jsou vytvořeny nákresy sestavy.

Abstract

Diploma thesis deals with use of combustion chamber to drive the electric bus charging unit. Based on the research and analysis of operation economy, a turboexpander with an air pressure tank is selected to drive the charging unit. A thermodynamic design is created for this variant. Based on this design a unit layout is proposed. Layout drawings are created for the proposed layout.

Klíčová slova

Spalovací turbína, elektrobus, dobíjecí jednotka, ekonomika provozu, spalovací komora, turboexpandér, rovnotlaký stupeň, regenerace, tepelný výměník, charakteristika, sestava

Key words

Combustion turbine, electric bus, charging unit, operation economy, combustion chamber, turboexpander, impulse stage, regeneration, heat exchanger, characteristic, assembly

Bibliografická citace

OBRLÍK, J. *Turbínový pohon dobíjecí jednotky elektrobusu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Turbínový pohon dobíjecí jednotky elektrobusu vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne

Jan Obrlík

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Jiřímu Škorpíkovi Ph.D. za vedení a poskytnuté znalosti, které byli velmi nápomocné při tvorbě této práce. Rovněž bych chtěl také poděkovat svým rodičům a své přítelkyni za veškerou podporu a pomoc během mého studia.

Obsah

Úvod.....	11
1 Spalovací turbína	12
1.1 Turbokompresor	13
1.1.1 Vnitřní práce turbokompresoru	13
1.1.2 Účinnost turbokompresoru	14
1.1.3 Typy turbokompresorů	14
1.2 Spalovací komora	15
1.2.1 Typy spalovacích komor	15
1.2.2 Typy hořáků spalovacích komor	15
1.3 Plynová turbína.....	16
1.3.1 Vnitřní práce turbíny	16
1.3.2 Účinnost plynové turbíny	17
1.3.3 Typy plynových turbín	17
1.4 Zvýšení účinnosti spalovacích turbín	17
1.4.1 Zvýšení tlaku za turbokompresorem	18
1.4.2 Zvýšení teploty před turbínou	18
1.4.3 Chlazení v průběhu komprese	19
1.4.4 Regenerace tepla	19
1.4.5 Přehřívání pracovního média	20
1.5 Rozdělení spalovacích turbín.....	20
2 Dobíjecí jednotky pro elektrické pohony	21
2.1 Spalovací motory.....	21
2.2 Palivové články	22
2.3 Solární panely.....	23
2.4 Spalovací turbíny.....	24
3 Ekonomika provozu	28
3.1 Ekonomika provozu mikroturbíny.....	28
3.2 Ekonomika provozu turboexpandéru.....	29
3.3 Shrnutí	31
4 Návrh oběhu dobíjecí jednotky	33
4.1 Návrh spalovací komory	33
4.1.1 Výpočet stavu před spalovací komorou	34
4.1.2 Spalovací proces.....	35
4.1.3 Geometrie spalovací komory.....	39
4.2 Návrh turboexpandéru	42
4.2.1 Návrh regulačního stupně.....	42
4.2.2 Návrh druhého stupně	52
4.2.3 Pevnostní kontrola oběžných lopatek	53

4.2.4	Pevnostní kontrola hřídele	56
4.2.5	Charakteristika turboexpandéru	56
4.3	Termická účinnost oběhu	58
4.4	Návrh regeneračního výměníku	58
5	Zástavbové rozměry soustrojí	62
6	Závěr.....	63
	Seznam literatury	64
	Seznam symbolů	67
	Seznam příloh	69
	Přílohy	70

Úvod

Elektrické pohony vozidel jsou v současné době na vzestupu vzhledem k rostoucí poptávce po ekologických vozidlech. Problematikou elektrických pohonů je nedostatečná kapacita akumulátorů, které slouží jako zásobníky elektrické energie a tím i relativně nízká dojezdová vzdálenost vozidel. Dalším problémem je dlouhá doba dobíjení akumulátorů. Z těchto důvodů se do elektrických vozidel často umísťují takzvané dobíjecí jednotky, které dobíjejí akumulátory během jízdy a zvyšují tak jejich dojezd. Jako dobíjecí jednotky se používají různé stroje, které transformují energii paliva na elektrickou energii. Příkladem strojů používaných jako dobíjecí jednotky jsou spalovací a vznětové motory, spalovací turbíny, palivové články nebo solární panely.

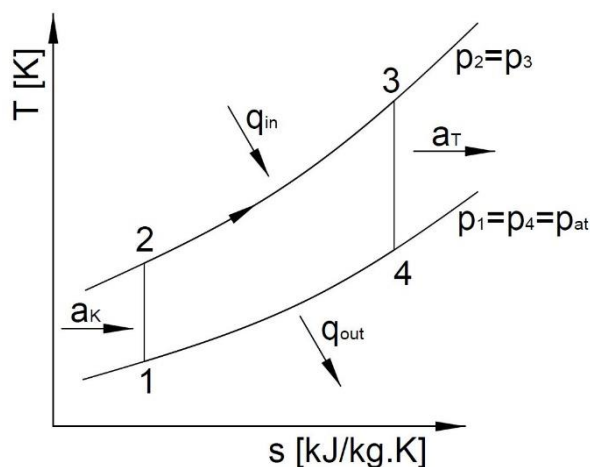
V této práci je pojednáno o využití spalovací turbíny pro dobíjení akumulátorů v elektrobusu SOR EBN. Elektrobus SOR EBN má celkem tři varianty lišící v délce autobusu a to varianty SOR EBN 8, SOR EBN 9,5 a SOR EBN 11. Všechny tři varianty jsou poháněny stejným asynchronním šestipólovým elektromotorem, který je vodou chlazený a má výkon 120 kW. Autobusy jsou vybaveny lithium-iontovými akumulátory o kapacitě 172 kWh. Podle zatížení je dojezd elektrobusu přibližně 110 až 160 km.[1]

Na základě rešerše možností využití spalovací turbíny, jako dobíjecí jednotky jsou vybrána optimální řešení, pro které je v další části práce zpracován rozbor ekonomiky provozu. Základním kritériem rozboru je potřebný dojezd elektrobusu. Ten je brán na základě jeho využití a to v městské a meziměstské dopravě.

Z ekonomického rozboru je vybráno řešení, pro které je v další části zpracován termodynamický výpočet. Na základě vypočtených hodnot je dále navrženo uspořádání soustrojí, pro které jsou vyhotoveny základní nákresy.

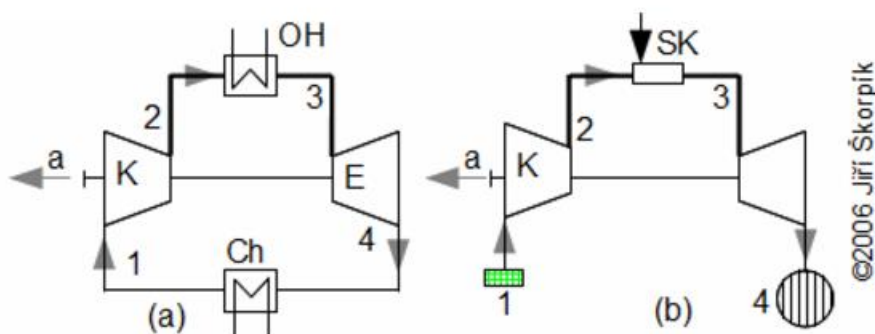
1 Spalovací turbína

Spalovací turbína je tepelný rotační stroj. Je praktickou realizací Braytonova oběhu.



OBRÁZEK 1 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU [2]

Braytonův oběh se skládá ze čtyř ideálních dějů. Ze stavu 1 do stavu 2 dochází k izoentropické kompresi pracovního plynu. Dále mezi stavy 2 a 3 dochází k izobarickému ohřevu plynu. Ze stavu 3 plyn izoentropicky expanduje do stavu 4 a posléze dochází k izobarickému zchlazení pracovního plynu ze stavu 4 zpět na stav 1. Braytonův oběh má dvě základní podoby a to oběh otevřený a oběh uzavřený. V uzavřeném oběhu nedochází k výměně pracovního plynu s okolím a plyn neustále cirkuluje v oběhu. Kdežto v otevřeném oběhu nedochází k cirkulaci pracovního plynu a odpadá chlazení plynu mezi stavy 4 a 1, protože v bodě 1 dochází k nasátí plynu do oběhu a v bodě 4 jeho zpětnému výfuku z oběhu. Spalovací turbína je příkladem otevřeného Braytonova cyklu. [2]



OBRÁZEK 2 (A) UZAVŘENÝ BRAYTONŮV CYKLUS, (B) OTEVŘENÝ BRAYTONŮV OBĚH (OBĚH SPALOVACÍ TURBÍNY) [2]

Spalovací turbínu, jakožto průtočný stroj, můžeme nejlépe popsat pomocí prvního zákona termodynamiky, viz rovnice (1.1).

$$Q - A_i = m_4 \cdot \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2} + g \cdot z_4 \right) - m_1 \cdot \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \quad (1.1)$$

Na levé straně rovnice jsou hodnoty tepla sdíleného s okolím Q a vnitřní práce oběhu A_i . Na pravé straně rovnice jsou stavy na začátku oběhu (hmotnostní tok plynu m_1 , entalpie plynu h_1 , kinetická energie plynu $w_1^2/2$ a potenciální energie plynu $g \cdot z_1$) a konci oběhu (hmotnostní tok plynu m_4 , entalpie plynu h_4 , kinetická energie plynu $w_4^2/2$ a potenciální energie plynu

g·z₄). Vzhledem k velmi malým změnám potenciální energie ve spalovací turbíně můžeme složku potenciální energie zanedbat a rovnice pak přejde do tvaru:

$$Q - A_i = m_4 \cdot \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2}\right) - m_1 \cdot \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) \quad (1.2)$$

Pracovním plynem spalovací turbíny jsou spaliny. Spaliny vznikají hořením paliva ve spalovací komoře. Jakožto okysličovadlo pro spalovací proces se používá vzduch. Kromě spalovací komory se skládá spalovací turbína, také z plynové turbíny a turbokompresoru. Plynová turbína je hřídelí spojena s turbokompresorem a pohání jej.

1.1 Turbokompresor

V turbokompresoru dochází ke stlačení nasávaného vzduchu ze stavu 1 do stavu 2, viz obrázek 1. Jinak řečeno turbokompresor přeměňuje mechanickou energii, získanou expanzí pracovního plynu na plynové turbíně, na tlakovou energii vzduchu. Stejně jako celou turbínu můžeme i turbokompresor popsat pomocí prvního zákona termodynamiky, viz rovnice (1.3).

$$Q - A_i = m_2 \cdot \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) - m_1 \cdot \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) \quad (1.3)$$

Vzhledem k tomu, že hmotnostní tok vzduchu zůstává v turbokompresoru konstantní, a tedy $m_1 = m_2$, můžeme rovnici tímto tokem vydělit. Tím získáme rovnici pro 1 kg vzduchu, viz rovnice (1.4).

$$q - a_i = \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) - \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) \quad (1.4)$$

Další úpravou pak získáme rovnici pro měrnou vnitřní práci turbokompresoru a_i potřebnou pro stlačení nasávaného vzduchu, viz rovnice (1.5).

$$a_i = \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) + q \quad (1.5)$$

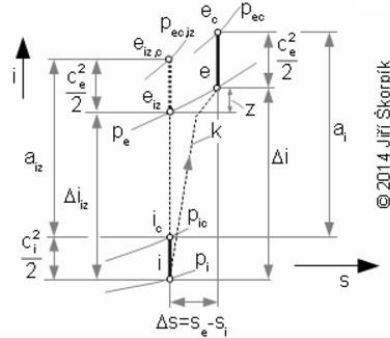
1.1.1 Vnitřní práce turbokompresoru

V ideálním případě probíhá komprese v turbokompresoru izoentropicky, tedy při kompresi nedochází ke vzniku vnitřních ztrát a nedochází k přestupu tepla do okolí. Měrnou vnitřní práci pak spočítáme podle rovnice (1.6). [3]

$$a_{i_{iz}} = \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(i_{2_{iz}} + \frac{c_2^2}{2}\right) \quad (1.6)$$

Ve většině případů můžeme kompresi považovat za adiabatickou, protože nedochází k přestupu tepla do okolí nebo je přestup tepla do okolí zanedbatelný. Pak tedy $q = 0$. Vlivem fyzických vlastností vzduchu dochází během adiabatické komprese ke vzniku tepelných ztrát q_z . Tím, že se vzduch vlivem tepelných ztrát zahřívá, vzroste práce potřebná na jeho stlačení o přídatné ztráty Δ . Pak celková měrná vnitřní práce turbokompresoru při adiabatickém ději je rovna vnitřní práci při izoentropickém ději zvětšené o tyto dvě ztráty, viz rovnice (1.7). [3]

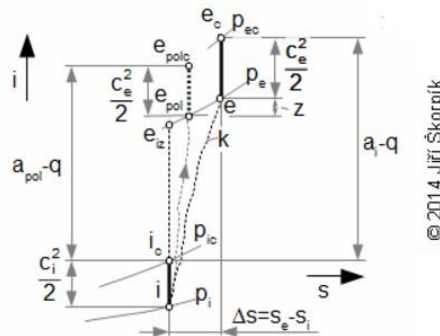
$$a_i = \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) = \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(i_{2_{iz}} + \frac{c_2^2}{2}\right) - q_z - \Delta \quad (1.7)$$



OBRÁZEK 3 | - S DIAGRAM ADIABATICKÉ KOMPRESY [3]

Pokud dochází k přestupu tepla s okolím, odpovídá komprese v turbokompresoru polytropické kompresi. Polytropickou měrnou vnitřní práci pak zjistíme z rovnice (1.8). [3]

$$a_i = \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) - \left(i_{2pol} + \frac{c_2^2}{2} \right) + q - z \quad (1.8)$$



OBRÁZEK 4 | - S DIAGRAM POLYTROPICKÉ KOMPRESY [3]

1.1.2 Účinnost turbokompresoru

Vnitřní účinnost adiabatické komprese vztahujeme k izoentropické kompresi, vzhledem k tomu, že vnitřní práce potřebná na stlačení vzduchu při izoentropické kompresi je nejnižší možná práce. Pak tedy vnitřní účinnost je rovna podílu vnitřní práci při izoentropické kompresi ku vnitřní práci při adiabatické kompresi. [3]

$$\eta_i = \frac{a_{iiz}}{a_i} \quad (1.9)$$

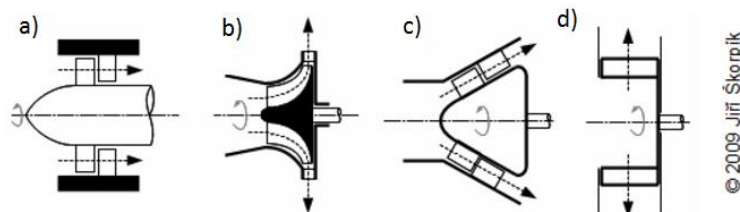
Při polytropické kompresi je minimální práce dosaženo při vratném polytropickém ději. Účinnost se pak spočítá z rovnice (1.10). [3]

$$\eta_i = \frac{a_{ipol}}{a_i} \quad (1.10)$$

1.1.3 Typy turbokompresorů

Hlavním hlediskem pro rozdělení turbokompresorů je směr průtoku stlačovaného média. Dle této podmínky dělíme kompresory na axiální (stlačované médium vstupuje i vystupuje z kompresoru ve směru osy kompresoru), radiální (médium vstupuje do

kompressoru v axiálním směru a vystupuje v radiálním směru), radiální odstředivé (médium vstupuje i vystupuje z kompressoru v radiálním směru) a diagonální. [4]



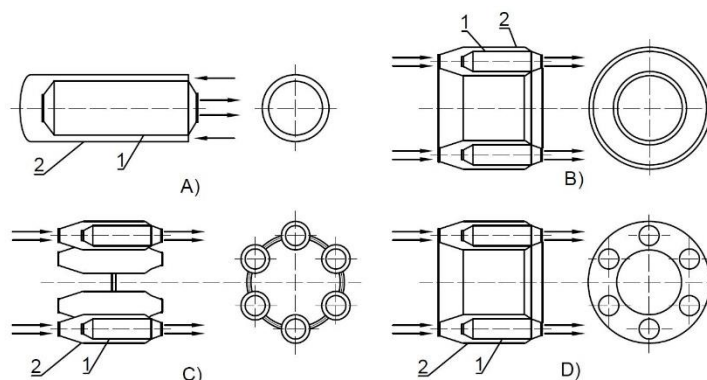
OBRÁZEK 5 TYPY TURBOKOMPRESORŮ: A) AXIÁLNÍ, B) RADIÁLNÍ, C) DIAGONÁLNÍ, D) RADIÁLNÍ ODSTŘEDIVÝ [4]

1.2 Spalovací komora

Ve spalovací komoře dochází k přívodu tepla do oběhu. V ideálním případě je ohřev plynu izobarický a dochází k ohřevu ze stavu 3 na stav 4, viz obrázek 1. Ve spalovací komoře se jednak mísí palivo se vzduchem, respektive okysličovadlem, a dochází k následnému hoření této směsi.

1.2.1 Typy spalovacích komor

Spalovací komory rozdělujeme hlavně podle jejich využití a podle geometrie. Rozlišujeme čtyři základní typy spalovacích komor a to válcovou spalovací komoru typu SILO, trubkovou spalovací komoru typu CAN, trubkovou anulární spalovací komoru typu CANNULAR a anulární spalovací komoru typu ANNULAR. Schematické znázornění jednotlivých typů spalovacích komor je zobrazeno na obrázku 6. [15]



OBRÁZEK 6 TYPY SPALOVACÍCH KOMOR: A) SILO, B) ANNULAR, C) CAN, D) CANNULAR, 1 - PLÁŠŤ SPALOVACÍ KOMORY, 2 – PLAMENEC

1.2.2 Typy hořáků spalovacích komor

Hořáky ve spalovacích komorách rozdělujeme na základě typu procesu spalování, které probíhá v hořáku. Prvním typem jsou hořáky s difúzním spalováním palivové směsi. Do difúzních hořáků jsou palivo a vzduch přiváděny odděleně. Tyto hořáky mají výhodu v tom, že mají velkou stabilitu plamene. Na druhou stranu má ovšem plamen nekonstantní rozložení teplot, což vede k relativně vysokým emisím. Druhým typem jsou hořáky s kinetickým spalováním palivové směsi. U těchto hořáků je palivo a vzduch smíšeno ještě před vstupem do samotného hořáku, díky čemuž má lepší rozložení teplot v plamenu, než hořáky difúzní, a tedy nižší hodnoty emisí. Naproti tomu mají ovšem nižší stabilitu plamene a

je tedy obtížnější je zapálit. Třetí typem jsou hořáky hybridní, které kombinují vlastnosti obou předešlých typů. [15]

1.3 Plynová turbína

V plynové turbíně dochází k expanzi spalín ze stavu 3 do stavu 4, viz obrázek 1. Neboli dochází k přeměně tepla a entalpie spalín na mechanickou energii na hřídeli. Část mechanické energie je přes hřídel předávána kompresoru. Zbylá část je pak přes hřídel předána hnanému stroji. Stejně jako u turbokompresoru můžeme vnitřní práci turbíny vyjádřit z prvního zákona termodynamiky. Potom měrnou vnitřní práci spočteme z rovnice (1.11).

$$a_i = \left(i_3 + \frac{c_3^2}{2}\right) - \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2}\right) + q \quad (1.11)$$

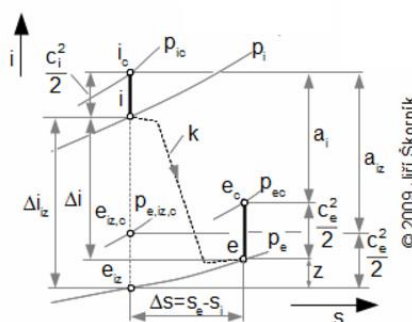
1.3.1 Vnitřní práce turbíny

Děj ideální expanze na turbíně je stejně jako u turbokompresoru izoentropický a vnitřní měrnou práci při izoentropickém ději spočteme z rovnice (1.12). [3]

$$a_{i_{iz}} = \left(i_3 + \frac{c_3^2}{2}\right) - \left(i_{4_{iz}} + \frac{c_4^2}{2}\right) \quad (1.12)$$

Pokud je plynová turbína tepelně izolovaná a nedochází tedy k přestupu tepla do okolí, dochází na turbíně k adiabatické expanzi. Při adiabatické expanzi dochází ke vzniku ztrátového tepla q_z . Část toho ztrátového tepla zpětně ohřívá plyn a nazýváme ho teplo znovu využitelné Δ . Měrná vnitřní práce pro adiabatickou expanzi je pak rovna měrné práci při izoentropické expanzi snížené o ztrátové teplo a zvýšené o znovu využitelné teplo, viz rovnice (1.13). [3]

$$a_i = \left(i_3 + \frac{c_3^2}{2}\right) - \left(i_{4_{iz}} + \frac{c_4^2}{2}\right) - q_z + \Delta \quad (1.13)$$



OBRÁZEK 7 I-S DIAGRAM ADIABATICKÉ EXPANZE [3]

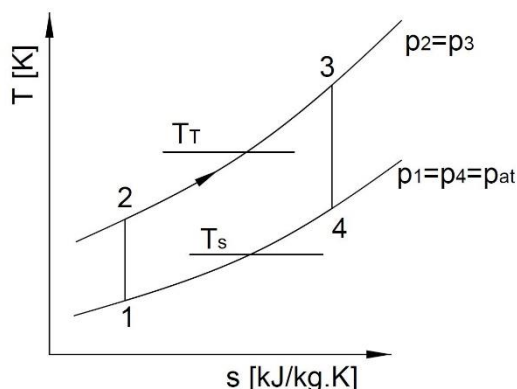
Pokud dochází v turbíně ke sdílení tepla s okolím, popisuje expanzi na turbíně děj polytropický. Rovnice (1.14) je rovnicí měrné vnitřní práce při polytropické expanzi na turbíně. [3]

$$a_i = \left(i_3 + \frac{c_3^2}{2}\right) - \left(i_{4_{iz}} + \frac{c_4^2}{2}\right) + q - z \quad (1.14)$$

tepla. Jelikož u Braytonova oběhu nedochází k přívodu ani odvodu tepla za konstantní teploty, určují se střední teploty přívodu tepla T_T a odvodu tepla T_S . Na základě těchto hodnot pak můžeme tepelnou účinnost η_t vypočítat z rovnice (1.17). [16]

$$\eta_t = 1 - \frac{T_S}{T_T} \quad (1.17)$$

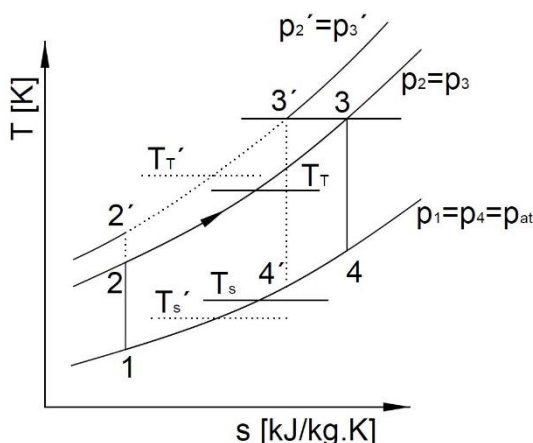
Tepelnou účinnost spalovacích turbín tedy můžeme ovlivnit změnou stření teploty přívodu tepla do oběhu nebo změnou střední teploty odvodu tepla z oběhu. Pro zvýšení účinnosti se v současné době používá několik principů, které jsou dále blíže popsány.



OBRÁZEK 10 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU SE STŘEDNÍ TEPLOTOU PŘÍVODU TEPLA T_T A STŘEDNÍ TEPLOTOU ODVODU TEPLA T_S [16]

1.4.1 Zvýšení tlaku za turbokompresorem

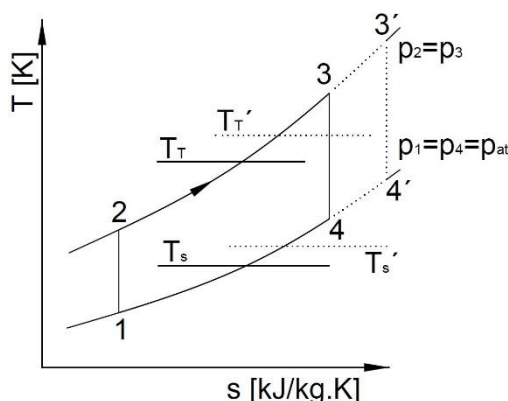
První možností jak zvýšit účinnost spalovací turbíny je zvýšení tlaku za kompresorem. Jak vidíme na obrázku 11, dojde zvýšením tlaku k růstu střední teploty přívodu tepla T_T a zároveň k poklesu střední teploty odvodu tepla T_S . Zvýšení tlaku před turbokompresorem můžeme dosáhnout například předřazením dalšího stupně turbokompresoru. [16]



OBRÁZEK 11 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU: VLIV TLAKU ZA TURBOKOMPRESOREM NA STŘEDNÍ TEPLoty [16]

1.4.2 Zvýšení teploty před turbínou

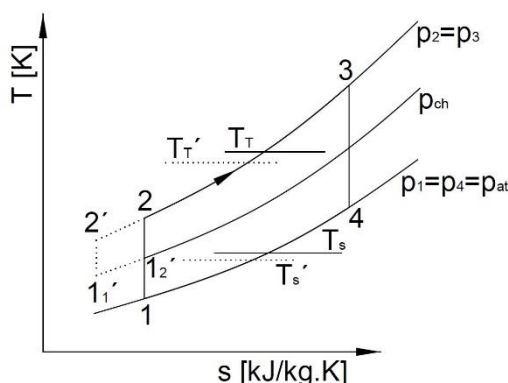
Pokud zvyšujeme teplotu pracovního plynu před turbínou, dochází k růstu střední teploty přívodu tepla do oběhu, ale na druhou stranu se zvyšuje i střední teplota odvodu tepla z oběhu. Ovšem růst teploty T_T je vyšší než růst teploty T_S a tedy dochází i k růstu účinnosti. Teplota před turbínou je omezena možnostmi materiálů použitých ve spalovací komoře a na prvních stupních turbíny. [16]



OBRÁZEK 12 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU: VLIV TEPLoty PŘED TURBÍNOU NA STŘEDNÍ TEPLoty [16]

1.4.3 Chlazení v průběhu komprese

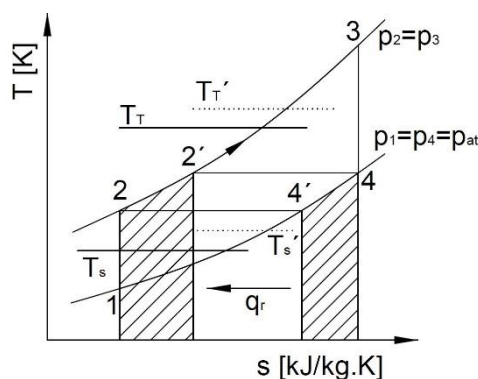
Chlazení plynu během jeho komprese se využívá zejména v kombinaci s vysokým stlačením plynu, protože samotným zchlazením plynu během komprese snížíme měrnou práci turbokompresoru a práce turbíny zůstane stejná, ale poměr teplot T_T a T_s zůstává téměř beze změny a tedy vliv na účinnost je malý. Pokud ovšem plyn ochladíme, zmenší se jeho měrný objem a můžeme v další části turbokompresoru pracovat s větším množstvím vzduchu. [16]



OBRÁZEK 13 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU SE ZOBRAZENÍM VLIVU CHLAZENÍ MÉDIA V KOMPRESORU [16]

1.4.4 Regenerace tepla

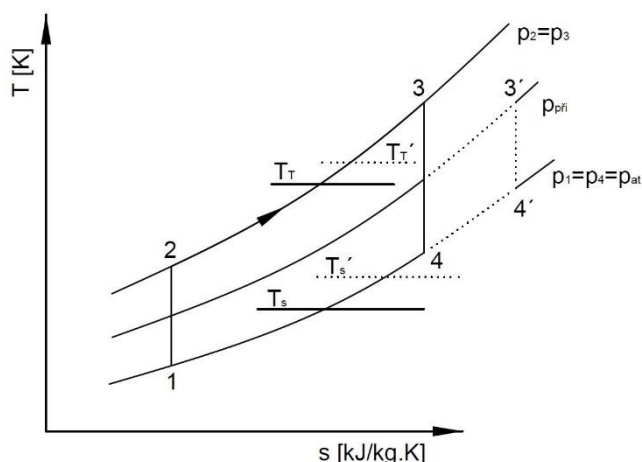
Regenerace tepla spočívá ve využití tepla spalin jdoucích z výfuku turbíny k ohřevu vzduchu před spalovací komorou. Pokud vzduch předehřejeme výfukovými spalinami, snížíme množství tepla, které je nutné dodat do oběhu. Tím pádem zvýšíme teplotu T_T a zároveň snížíme teplotu T_s , protože teplo odváděné spalinami z oběhu se sníží, jak vidíme na obrázku 14. [16]



OBRÁZEK 14 T-S DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU SE ZNÁZORNĚNÍM REGENERACE TEPLA [16]

1.4.5 Přihřívání pracovního média

Přihřívání pracovního média spočívá v tom, že plyn na prvním stupni turbíny částečně expanduje a následně je znovu přehřát na vyšší teplotu a expanduje na dalším stupni turbíny. Tímto přehřátím dojde k růstu účinnosti. Tato varianta se provádí vložением druhé spalovací komory, ve které dochází k přehřátí plynu.



OBRÁZEK 15 T-s DIAGRAM BRAYTONOVA OBĚHU S PŘIHRÍVÁNÍM PRACOVNÍHO MÉDIA [16]

1.5 Rozdělení spalovacích turbín

Dle dispozičního uspořádání můžeme turbíny rozdělit na stacionární turbíny a turbíny mobilní.

Stacionární turbíny můžeme dále rozdělit dle poháněného stroje na turbíny pro pohon generátoru a turbíny pro mechanický pohon. Turbíny pro pohon generátoru najdeme například v elektrárnách a teplárnách. Turbíny pro mechanický pohon mohou sloužit například k pohonu čerpadel nebo turbokompresorů. [17]

Mobilní turbíny slouží k pohonu dopravních prostředků. Můžeme je nalézt v letadlech, v lodích, v automobilech pro přímý pohon nebo jako dobíjecí jednotku pro elektrický pohon automobilu nebo také v raketovém motoru. [17]

Dle výkonu rozdělujeme spalovací turbíny na těžké průmyslové turbíny a aeroderiváty s výkony nad 1000 kW, malé turbíny s výkony 500-1000 kW a mikroturbíny s výkony do 500 kW.

Mikroturbíny jsou tedy turbíny o malých výkonech v řádech desítek až stovek kilowattů. Otáčky mikroturbín dosahují velmi vysokých hodnot přibližně až 150 000 otáček za minut. Tento fakt je důležitý o maximalizaci výkonu mikroturbín, protože pro dosažení co nejvyššího výkonu je nutné, aby rotor rotoval rychlostí blízkou rychlosti zvuku, a jelikož mají mikroturbíny malé průměry musejí mít vysoké otáčky. Mikroturbíny se typicky skládají z odstředivého turbokompresoru a radiální turbíny s axiálním výstupem spalín. [17]

Speciálním typem spalovací turbíny je **turboexpandér**. Na rozdíl od spalovacích turbín nemají turboexpandéry kompresorovou část a dochází na nich tedy pouze k expanzi média. Skládají se většinou z jednostupňové radiální turbíny s axiálním výstupem. Využívají se například v redukčních stanicích nebo pro zkapalňování plynů. [17]

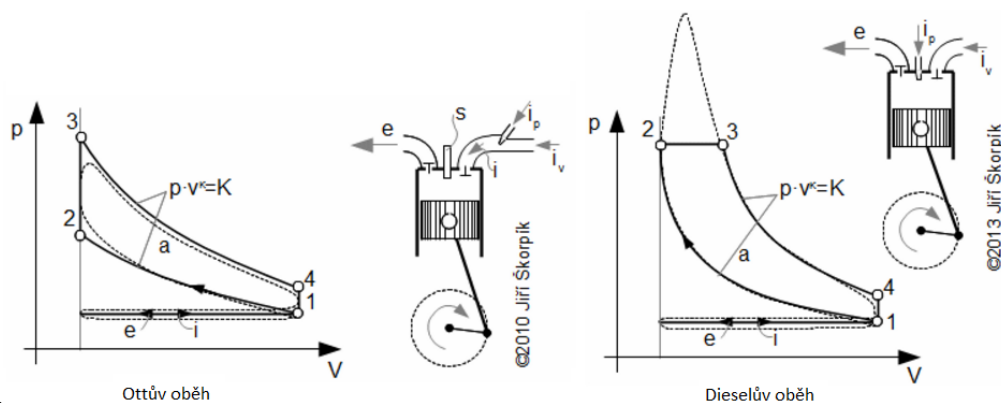
2 Dobíjecí jednotky pro elektrické pohony

Dobíjecí jednotky slouží k dobíjení akumulátorů elektrických vozidel za jízdy a tak zvyšují jejich dojezd. K dobíjení baterií se používají různé stroje pro transformaci energie. Nejčastěji používanou jednotkou je spalovací motor s generátorem. Dále se využívají palivové články, plynové turbíny s generátorem nebo solární panely. Tyto čtyři možnosti jsou více rozvedeny v následujících podkapitolách.

2.1 Spalovací motory

Klasické pístové spalovací motory jsou dnes nejrozšířenější přímou pohonnou jednotkou vozidel. Při jízdě nejsou spalovací motory zatíženy konstantně, a tedy kolísá i jejich účinnost a rostou emise produkované motorem. Výhodou použití spalovací jako dobíjecí jednotky pro akumulátory elektrických vozidel je provoz motoru při jmenovitém zatížení, čímž se dosahuje optimální účinnosti a emisí. Na druhou stranu ovšem vícenásobná přeměna energie (z mechanické na elektrickou a zpět na mechanickou) výrazně zvyšuje ztráty a celková účinnost pohonu je tedy nižší než u přímého pohonu spalovacím motorem. Výhodou spalovacích motorů je relativně nízká cena, vzhledem k velkému rozšíření v klasických automobilech se spalovacím motorem. [5]

Dle tepelného oběhu rozlišujeme dva nejrozšířenější typy spalovacích motorů, a to motory zážehové, které pracují v ideálním případě podle Ottova oběhu, a motory vznětové, které pracují podle Dieselova oběhu. Hlavním rozdílem těchto dvou dějů je spalování palivové směsi. Zatímco u Ottova oběhu je palivová směs ve válci zapálena externím zdrojem a v ideálním případě probíhá hoření izochoricky (za stálého objemu), u Dieselova oběhu je palivová směs stlačena na vysoké tlaky a dochází k jejímu samovznícení a v ideálním případě je hoření izobarické (za stálého tlaku). [2]



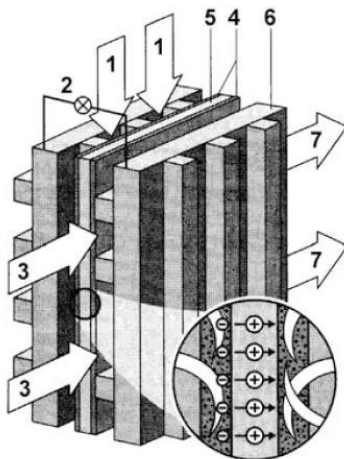
OBRÁZEK 16 P-V DIAGRAM (TLUSTÁ ČÁRA IDEÁLNÍ OBĚH) A MOŽNÁ REALIZACE OTTOVA A DIESELOVA OBĚHU: I – SÁNÍ PALIVOVÉ SMĚSI, 1 - 2 - IZOENTROPICKÁ KOMPRESSE, 2 - 3 HOŘENÍ PALIVOVÉ SMĚSI (IZOCHORICKÉ PRO OTTŮV OBĚH A IZOBARICKÉ PRO DIESELŮV OBĚH), 3 - 4 – IZOENTROPICKÁ EXPANZE SPALIN, 4 - 1 – VÝFUK VĚTŠÍ ČÁSTI SPALIN, E – VYROVNÁNÍ TLAKU V PÍSTU S OKOLÍM A VÝFUK ZBYLÝCH SPALIN [2]

Koncepci spalovacího motoru pro dobíjení akumulátorů použila firma Mercedes-Benz ve svém autobusu Citaro G BlueTec Hybrid. Autobus byl uveden v roce 2007 a je poháněn sériovým hybridním pohonem. U sériového hybridního pohonu slouží spalovací motor pouze k dobíjení akumulátorů a chová se tedy jako dobíjecí jednotka. Autobus Citaro je osazen čtyř válcovým vznětovým motorem o výkonu 160 kW, objemu 4,8 litru a váze 450 kg, který je spojen hřídelí s generátorem. Pro porovnání verze autobusu Citaro s klasickým pohonem je osazena šesti válcovým vznětovým motorem o objemu 12 litrů a váze 1000 kg. Autobus má

celkem čtyři elektromotory. Každý elektromotor je umístěn v jednom kole a má výkon 80 kW. Celkový výkon tak činí 320 kW. Elektrická energie je uskladněna v lithium-iontových akumulátorech, které jsou umístěny na střeše vozu, a jejich kapacita je 19,4 kWh. Váha akumulátorů včetně chlazení je zhruba 350 kg. Autobus k dobíjení akumulátorů také využívá rekuperaci energie při brzdění. [6]

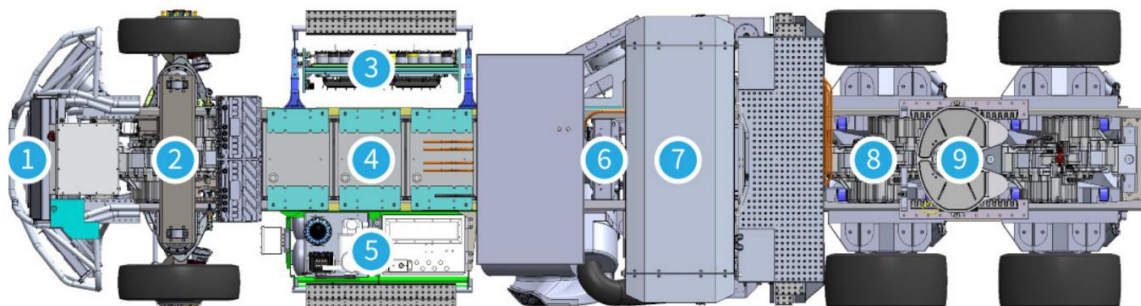
2.2 Palivové články

Palivové články jsou elektrochemická zařízení, ve kterých dochází k přeměně energie vázané v palivu na energii elektrickou. Palivový článek se skládá ze dvou elektrod a to kladně nabitě katody a záporně nabitě anody. Palivo je přivedeno na anodu, kde dochází k oxidační reakci, kdy se z atomů paliva uvolňují elektrony. Ty jsou odvedeny do vnějšího obvodu se spotřebičem a posléze zpět do palivového článku na katodu. Ionty paliva difundují skrz elektrolyt mezi elektrodami k anodě. Ke kladné elektrodě je přiváděno okysličovadlo a dochází zde k reakci iontů paliva, volných elektronů a atomů okysličovadla za vzniku výstupní látky. Nejčastějším palivem pro palivové články je vodík s kyslíkem nebo vzduchem jako okysličovadlem. Výstupní látkou palivového článku používajícího jako palivo vodík je voda. [5]



OBRÁZEK 17 SCHÉMA PALIVOVÉHO ČLÁNKU: 1 - PŘÍVOD VODÍKU, 2 - VNĚJŠÍ OBVOD SE SPOTŘEBIČEM, 3 - PŘÍVOD KYSÍKU, 4 - KATALYZÁTOR, 5 - ELEKTROLYT, 6 - ELEKTRODA, 7 - ODVOD VODY A PŘEBYTEČNÉHO KYSÍKU [5]

Příkladem využití palivového článku pro dobíjení akumulátorů vozidla je nákladní automobil Nikola One od společnosti Nikola Motor Company™. Tento automobil byl zatím uveden pouze jako prototyp a je stále ve vývoji s předpokládaným zahájením výroby v roce 2020. Pohon vozidla zajišťují 4 elektrické motory typu 800 V AC Motors s celkovým výkonem 745 kW a krouticím momentem až 2700 Nm. Elektrická energie pro pohon motorů je uskladněna v lithium-iontových bateriích s kapacitou 320 kWh. Při plném nabití baterií činný dojezd vozidla 160 až 320 km dle zátěže vozidla. Vozidlo využívá rekuperaci kinetické energie při brzdění, kdy jsou pomocí motorů zpětně dobíjeny akumulátory. Palivové články k dobíjení baterií využívají jako palivo vodík. Mají výkon 300 kW a zvyšují dojezd automobilu až na 1900 km při spotřebě vodíku 15,6 až 18 litrů na 100 kilometrů. U palivových článků se předpokládá, že poběží polovinu provozní doby automobilu. [7]

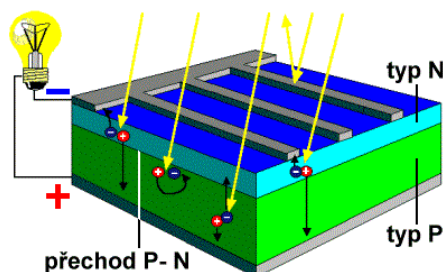


OBRÁZEK 18 SCHÉMATICKÉ USPOŘÁDÁNÍ NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU NIKOLA ONE: 1 - PŘEDNÍ CHLADIČ, 2 - MOTORY, PŘEVODOVKA, ŘÍZENÍ, 3 - SILOVÁ ELEKTRONIKA, 4 - BATERIE, 5 - CHLADIČ BATERIÍ, NÁDRŽE VZDUCHU PRO VZDUCHOVÉ BRZDY, 6 - PALIVOVÝ ČLÁNEK, 7 - VODÍKOVÝ PALIVOVÝ SYSTÉM, 8 – ZADNÍ MOTORY, PŘEVODOVKA, NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ KOL, 9 – PÁTÉ KOLO. [7]

Výhodou využití palivových článků pro dobíjení baterií v elektrických vozidlech je jejich nízké opotřebení a tedy dlouhá životnost. Další výhodou je absence pohyblivých částí, což umožňuje tichý chod článku. Palivové články jsou také schopny krátkodobě snášet značná přetížení. Nevýhodou palivových článků je jejich relativně dlouhá doba uvedení do provozu a také nízká celková účinnost. Problémem může být udržování teploty a tlaku pracovních médií na optimální úrovni. Dalším problémem je vodík, jakožto palivo, protože je špatně uskladnitelný a relativně drahý. [5]

2.3 Solární panely

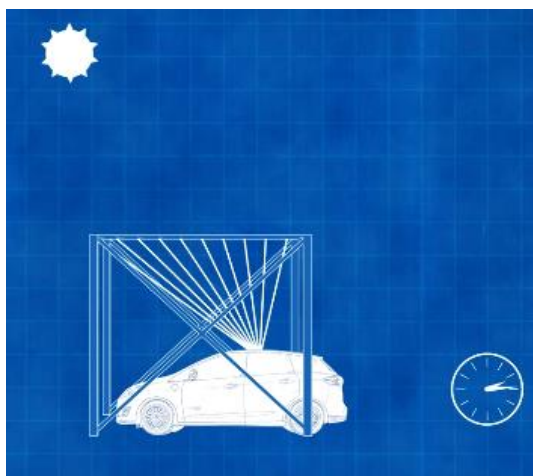
Fotovoltaické solární panely přeměňují energii slunečního záření přímo na elektrickou energii. Tyto panely pracují na principu fotovoltaického jevu. Základem fotovoltaického panelu je křemíková destička o tloušťce kolem 0,5 mm s vodivostí typu P. Na této destičce je při výrobě vytvořena vrstva polovodiče s vodivostí typu N. Tyto vrstvy jsou odděleny přechodem P-N. Při dopadu záření o určité vlnové délce dochází ke vzniku fotovoltaického efektu. Z krystalické mřížky polovodiče se začnou uvolňovat záporně nabitě elektrony a dojde k vytvoření napětí na přechodu P-N. Toto napětí dosahuje hodnot zhruba 0,5 V pro křemíkové články. Obvodem připojeným ke článku začne procházet proud. Velikost procházejícího proudu je pak úměrná ploše panelu. Výkon křemíkových panelů je 80 až 100 W na 1 m² plochy panelu. Účinnost panelů se pohybuje mezi 5% až 17%. [8]



OBRÁZEK 19 SCHÉMA FOTOVOLTAICKÉHO ČLÁNKU [8]

Vzhledem k nízkému výkonu solárních panelů na 1 m² plochy se jeví jejich využití ve vozidlech nepraktické, jelikož při ploše střechy autobusu SOR v průměru 25 m² by výkon solárních panelů byl pouze 2 až 2,5 kW a nabití baterií o kapacitě 172 kWh by trvalo 68,8 až 86 hodin. Proto je využití solárních panelů na vozidlech pouze pomocným prvkem pro zvýšení dojezdu. [8]

Problémem dlouhé doby nabíjení solárními panely se zabývala automobilka Ford, která ve spolupráci s firmou SunPower Corp. a Technologickým institutem v Georgii vytvořila koncept osobního automobilu nazvaný C-MAX Solar Energi Concept. Tento automobil je koncepcí plug-in hybridní elektrické vozidlo. Oproti klasickým plug-in hybridním vozům se ovšem nedobíjí ze sítě ale pomocí solárních panelů umístěných na střeše vozidla. Aby urychlili dobíjení vozidla, vyvinuli v Technologickém institutu v Georgii speciální Fresnelovu čočku, která je umístěna ve střeše přístřešku na auto. Díky této čočce je dopad záření na střešní panel automobilu osmkrát vyšší, a tedy dochází k podstatně rychlejšímu nabíjení automobilu. [9]



OBRÁZEK 20 SCHÉMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ FRESNELOVI ČOČKY PRO INTENZIFIKACI SLUNEČNÍHO ZÁŘENÍ [10]

2.4 Spalovací turbíny

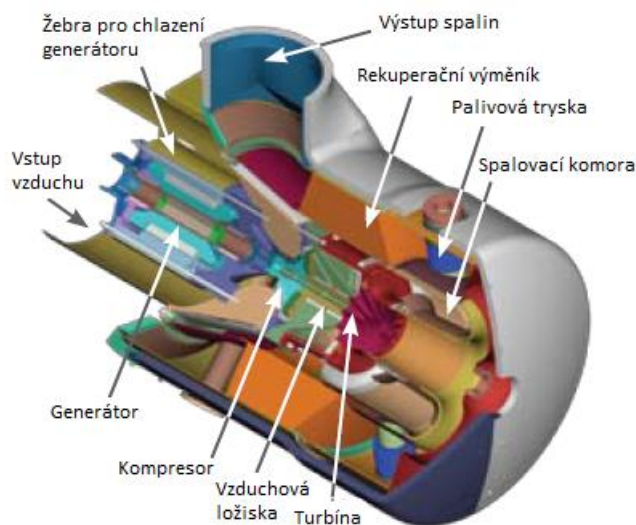
Výhodou využití spalovacích turbín pro dobíjení akumulátorů elektrických vozidel je jejich relativně malá hmotnost a malé rozměry ku výkonu turbíny oproti spalovacím motorům o stejném výkonu. Další výhodou jsou i relativně nízké emise. Na druhou stranu mají ovšem spalovací turbíny oproti spalovacím motorům nižší účinnost, a tedy i větší spotřebu paliva pro dosažení stejného výkonu. Existuje více způsobů využití spalovacích turbín pro dobíjení baterií. Nejčastější variantou je využití spalovací turbíny malých výkonů, respektive mikroturbíny pohánějící generátor. Další variantou je umístění turboexpandéru se spalovací komorou do vozidla, který opět pohání generátor. U této varianty odpadá kompresorová část, ale je nutné dát do vozidla nádrž na stlačený vzduch.

Jednou z předních firem vyrábějících mikroturbíny je americká společnost Capstone. V nabídce firmy najdeme mikroturbíny z rozsahem elektrických výkonů od 30 kW po 1 MW. V roce 2010 představila prototyp hybridního elektrického automobilu CMT-380. Tento sportovní automobil je poháněn elektromotory o celkovém výkonu 175 kW. Kapacita lithium polymerových baterií umístěných ve vozidle je 25 kWh a pouze na elektrickou energii má vozidlo dojezd až 125 km. Dobíjecí jednotkou akumulátorů je mikroturbína Capstone řady C30. Tato turbína má výkon 30 kW a elektrickou účinnost 26 % a zvyšuje dojezd automobilu až na 800 km. [11]



OBRÁZEK 21 HYBRIDNÍ ELEKTRICKÝ AUTOMOBIL CAPSTONE CMT-380 [11]

Turbína C30 je jednostupňová s radiálním lopatkováním. Její komponenty a generátor jsou umístěny na jedné hřídeli. Hřídel je uložena ve vzduchových ložiscích, díky čemuž odpadá olejový systém ložisek. Díky patentovanému spalovacímu systému dosahuje turbína velmi nízkých emisí, které splňují americké emisní normy US EPA Tier II, Bin 2 a California PZEV. Na výstupu spalin z turbíny je zařazen rekuperační výměník, který vychlazuje spaliny a ohřívá spalovací vzduch, čímž zvyšuje účinnost celého soustrojí. [11]



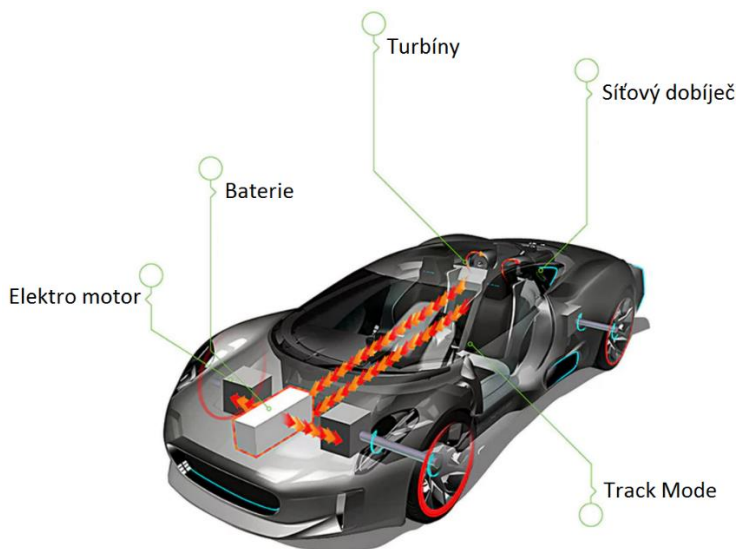
OBRÁZEK 22 SCHÉMA MIKROTURBÍNY CAPSTONE C30 PRO POHON AUTOMOBILU CMT-380 [11]

Firma Capstone také spolupracovala s ruskou firmou Trolza, která v roce 2010 uvedla hybridní elektrický autobus Trolza ECObus-5250. Akumulátory autobusu jsou dobíjeny pomocí turbíny firmy Capstone řady C65. Jako palivo využívá tato turbína zemní plyn, dle výrobce je také kompatibilní s dalšími typy paliva jako například letecká paliva, kerosin, bioplyn, propan. Výkon turbíny činí 65 kW a dosahuje elektrické účinnosti 29 %. Turbína je umístěna v zadní části autobusu, jak vidíme na obrázku 23. Díky využití mikroturbíny se snížili emise autobusu až dvanáctkrát oproti autobusu s konvenčním dieselovým pohonem, takže autobus splňuje evropskou emisní normu Euro-4. Dále také klesla spotřeba paliva a servisní náklady oproti konvenčním motorům. [11]



OBRÁZEK 23 UMÍSTĚNÍ MIKROTURBÍNY V ELEKTROBUSU TROLZA ECOBUS-5250 [11]

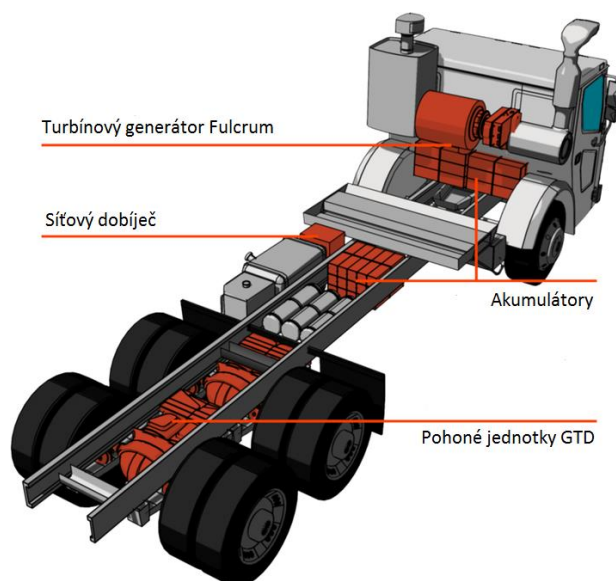
V roce 2010 představila automobilová firma Jaguar koncept elektrického sportovního automobilu C-X75, který využívá mikroturbín ke zvýšení dojezdu. Automobil je poháněn čtyřmi elektrickými motory každý o výkonu 145 kW. Každý motor pohání jedno kolo automobilu a celkový točivý moment motorů činí 1600 Nm. V čistě elektrickém režimu vystačí kapacita lithium-iontových baterií k dojezdu automobilu až 110 km. Auto je vybaveno možností pro dobíjení ze sítě, přičemž plné dobití baterií ze sítě trvá 6 hodin. Pro zvýšení dojezdu jsou v automobilu umístěny dvě mikroturbíny, na jejichž vývoji se podílela britská společnost Bladon Jets. Každá turbína má výkon 70 kW při jmenovitých otáčkách 80000 za minutu. Váha jedné turbíny je 35 kg. Díky turbínám se dojezd automobilu zvýšil až na 900 km. Automobil může pracovat i v tzv. režimu Track Mode. Při tomto režimu dodávají turbíny elektrickou energii přímo motorům k dosažení maximální rychlosti vozu. [12]



OBRÁZEK 24 SCHÉMA AUTOMOBILU JAGUAR C-X75 [12]

Americká firma Wrightspeed uvedla v roce 2015 na trh svůj turbínový generátor Fulcrum pro zvýšení dojezdu elektrických vozidel neboli dobíjení baterií. Tento generátor je určen pro vozidla s velkou hmotností, tedy hlavně pro nákladní automobily a autobusy. Generátor se skládá z radiální turbíny s axiálním výstupem spalín, dvoustupňového kompresoru s mezi chlazením, spalovací komory, rekuperačního výměníku a generátoru. Výkon generátoru je 80 kW. Jeho velikost je přibližně desetinná oproti spalovacímu motoru se stejnými parametry a jeho hmotnost je pouze 113 kg. Fulcrum je uzpůsoben pro různá

paliva jako například nafta, bionafta, zemní plyn, propan, topné oleje. Dosahuje nízkých hodnot hluku, vibrací a emisí. [13]



OBRAZEK 25 SCHÉMA NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU MACK LR [13]

Dobíjecí jednotka Fulcrum je například použita u odpadního nákladního automobilu Mack LR. Tento automobil se dá dobít ze sítě a využívá systému rekuperace brzdné energie. K pohonu využívá celkem čtyři jednotky GTD (Geared Traction Drive) vyvinuté společností Wrightspeed. Každá jednotka je umístěna u jednoho ze zadních kol, viz obrázek 25. Výkon jedné jednotky je 186 kW. [13]

Další společností vyvíjející mikroturbínovou dobíjecí jednotku je britská firma Delta Motorsport. Tato firma představila v roce 2016 jednotku MiTRE (Micro turbine range extender). Jednotka MiTRE má elektrický výkon 17 kW. Jmenovité otáčky mikroturbíny jsou 120000 otáček za minutu. Dle výrobce je hmotnost celé jednotky bez paliva 45 kg. Palivem pro tuto mikroturbínu mohou být buď benzín, kerosin nebo nafta. Kromě této jednotky firma také vyvíjí jednotku a výkonu 35 kW. Společnost demonstrovala svůj koncept osazením jednotky MiTRE do elektromobilu E4, který firma sama vyrábí. [14]

3 Ekonomika provozu

Ekonomika provozu je provedena pro varianty elektrobuse s mikroturbínou a s turboexpandérem, jakožto dobíjecími jednotkami. Rozbor je proveden pro variantu městského provozu, kdy je uvažován potřebný dojezd elektrobuseu přibližně 250 km a pro variantu meziměstského provozu s dojezdem přibližně 500 km. Elektrobusey SOR řady EBN mají dojezd 110 až 160 km, tedy dobíjecí jednotka ve variantě pro městský provoz zvyšuje dojezd přibližně dvakrát a ve variantě meziměstského provozu čtyřikrát. Tyto autobusy mají akumulátory o kapacitě 172 kWh, a tedy pro zdvojnásobení dojezdu bude uvažováno, že dobíjecí jednotka musí být schopna nabít akumulátory do plně nabitého stavu, neboli musí být schopna dodat 172 kWh elektrické energie. Adekvátně pro zvýšení dojezdu čtyřikrát musí dobíjecí jednotka dodat 516 kWh elektrické energie. [1]

Pro rozbor ekonomiky provozu mikroturbíny byla jako vzorový příklad zvolena mikroturbína C65 od společnosti Capstone. Parametry této turbíny jsou uvedeny v tabulce 1. Jako palivo je v tomto rozboru uvažován zemní plyn, i když tato turbína je schopna spalovat i jiná paliva jako například kerosin, letecká paliva, diesel s nízkým obsahem síry, bioplyn, propan. Zemní plyn má rozdílné složení, a tedy i vlastnosti, podle místa těžby. Zde je uvažován zemní plyn z tranzitního plynovodu, jehož výhřevnost je $34,00 \text{ MJ/m}_N^3$ a hustota je $0,73 \text{ kg/m}_N^3$. Aktuální cena zemního plynu na čerpacích stanicích se pohybuje okolo 24 Kč/kg v závislosti na lokaci. Pro tento rozbor budeme tedy uvažovat cenu 24 Kč/kg. [11] [18]

TABULKA 1 PARAMETRY MIKROTUBÍNY CAPSTONE C65 [11]

Výkon na svorkách generátoru P_{SV}	65 kW
Účinnost	29 %
Rozměry	0,76 m x 1,95 m x 1,91 m
Hmotnost	758 kg
Tlak na vstupu do spalovací komory p_2	$534,5 \pm 17,5 \text{ kPa}$
Teplota na získání 1 kWh	12,4 MJ/kWh
Teplný tok do turbíny za hodinu	888 MJ/h
Hmotnostní tok spalín na výfuku z turbíny	0,49 kg/s

3.1 Ekonomika provozu mikroturbíny

Z tabulky 1 plyne, že u mikroturbíny C65 je potřeba 12,4 MJ tepla na transformaci na 1 kWh elektrické energie. U varianty pro městský provoz je potřeba dodat mikroturbíně 2132,8 MJ tepla pro získání 172 kWh elektrické energie. To odpovídá $62,6 \text{ m}_N^3$ zemního plynu, respektive 47,57 kg zemního plynu. Cena takového množství zemního plynu při uvažované ceně 24 Kč/kg je 1141,68 Kč. Cena paliva potřebného pro získání 1 kWh elektrické energie je 6,64 Kč a objem paliva na 1 kWh je $0,364 \text{ m}_N^3$. Adekvátně můžeme postupovat u varianty pro meziměstský provoz. Vypočtené hodnoty obou variant jsou uvedeny v tabulce 2.

TABULKA 2 EKONOMIKA PROVOZU MIKROTURBÍNY

	Městský provoz (172 kWh)	Meziměstský provoz (516 kWh)
Teplo dodané mikroturbíně pro získání požadované el. energie Q_{in}	2132,8 MJ	6398,4 MJ
Objemové množství zemního plynu dodaného mikroturbíně	62,6 m ³	187,8 m ³
Hmotnostní množství zemního plynu dodaného mikroturbíně	47,57 kg	142,71 kg
Cena zemního plynu dodaného mikroturbíně	1141,68 Kč	3425,04 Kč
Objemová spotřeba zemního plynu na 1 kWh elektrické energie	0,364 m ³	
Hmotnostní spotřeba zemního plynu na 1 kWh elektrické energie	0,277 kg	
Cena zemního plynu potřebného na 1 kWh elektrické energie	6,64 Kč	

3.2 Ekonomika provozu turboexpandéru

Výhodou turboexpandéru oproti mikroturbíně je absence turbokompresoru, což vede ke snížení měrné práce turbíny, protože nemusí pohánět turbokompresor, a tedy i snížení spotřeby paliva. Na druhou stranu ovšem je potřeba kromě palivové nádrže také nádrž na stlačený vzduch a kompresorová stanice pro doplnění stlačeného vzduchu. U turboexpandéru je uvažován stejný výkon jako u mikroturbíny, tedy 65 kW na svorkách generátoru. Pro výpočet tepla přivedeného do turboexpandéru ovšem potřebujeme znát i výkon na spojce P_{SP} . Tento výkon můžeme vypočítat u mikroturbíny jako podíl tepla na získání 1 kWh elektrické energie a tepelného toku do turbíny:

$$P_{SP} = \frac{888}{12,4} = 71,61 \text{ kW} \quad (3.1)$$

Účinnost turboexpandéru je dle znalostí odhadnuta na 75 %. Z účinnosti a známého výkonu na spojce pak můžeme dopočítat tepelný tok na turbínu:

$$\dot{Q} = \frac{P_{SP}}{\eta} = \frac{71,61}{0,75} = 95,48 \text{ kJ/s} = 343,728 \text{ MJ/h} \quad (3.2)$$

Z těchto hodnot a z daného množství elektrické energie E_{el} pak můžeme vypočítat pro obě varianty provozu teplo dodané turboexpandéru Q_{in}

$$Q_{in} = \frac{E_{el}}{P_{SP}} \cdot \dot{Q} = \frac{172}{71,61} \cdot 343,728 = 825,6 \text{ MJ} \quad (3.3)$$

Další hodnoty jsou pak vypočteny stejně jako v předchozí kapitole a jsou uvedeny v tabulce 3. Z tabulky 3 vidíme, že pokud neuvažujeme do nákladů na provoz i cenu komprimovaného vzduchu vychází cena paliva na 1 kWh elektrické energie u turboexpandér výrazně lépe než u mikroturbíny, ovšem toto porovnání není směrodatné, a proto je dále vypočítána cena komprimovaného vzduchu.

TABULKA 3 EKONOMIKA PROVOZU TURBOEXPANDÉRU (BEZ UVÁŽENÍ KOMPRESNÍ VZDUCHU)

	Městský provoz (172 kWh)	Meziměstský provoz (516 kWh)
Teplo dodané turboexpandéru pro získání požadované el. energie Q_{in}	825,6 MJ	2476,8 MJ
Objemové množství zemního plynu dodaného turboexpandéru	24,23 m ³	72,7 m ³
Hmotnostní množství zemního plynu dodaného turboexpandéru	18,42 kg	55,25 kg
Cena zemního plynu dodaného turboexpandéru	442,08 Kč	1326,05 Kč
Objemová spotřeba zemního plynu na 1 kWh elektrické energie	0,141 m ³	
Hmotnostní spotřeba zemního plynu na 1 kWh elektrické energie	0,107 kg	
Cena zemního plynu potřebného na 1 kWh elektrické energie	2,57 Kč	

Tlak vzduchu v nádrži je uvažován 4 MPa. Na spálení 1 m³ zemního plynu potřebujeme 9,555 m³ při teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa. Při těchto podmínkách je hustota vzduchu $\rho_{vz} = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Díky hustotě můžeme přepočíst objemové množství spalovacího vzduchu na hmotnostní, a tedy na spálení 1 kg zemního plynu potřebujeme 16,924 kg spalovacího vzduchu. [19] [20]

Pro zjednodušení je uvažován ideální kompresor s izoentropickou účinností $\eta_{iz}^K = 75 \%$. K výpočtu kompresní práce potřebujeme znát měrnou tepelnou kapacitu, teplotu vzduchu na vstupu do kompresoru, tlakový poměr, izoentropický koeficient vzduchu a izoentropickou účinnost kompresoru. Izoentropický koeficient vzduchu je uvažován konstantní $\kappa = 1,4$. Tlakový poměr ε je dán požadovaným tlakem, který je 4 MPa, a tlakem na vstupu do kompresoru tedy 0,101325 MPa, pak $\varepsilon = 39,48$. Teplota na vstupu do kompresoru je rovna teplotě okolí a ta je uvažována $T_1 = 15^\circ\text{C}$. Měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku c_p je vypočtena dle následující rovnice polynomu

$$c_p = \sum_{j=0}^n a_j \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^j \quad (3.4)$$

Kde a_j jsou koeficienty polynomu, které jsou uvedené v tabulce 4. Hodnota n představuje řád polynomu a je v tomto případě rovna $n = 7$. A T je teplota vzduchu v Kelvinech. V tomto případě je rovna teplotě T_1 . Hodnota měrné tepelné kapacity vzduchu je pak $c_p = 1,003 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$. Z těchto hodnot pak dle rovnice (3.5) vypočteme měrnou práci kompresoru. [20]

$$a^K = \frac{c_p \cdot T_1 \cdot (\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\eta_{iz}^K} = \frac{1,003 \cdot 288,15 \cdot (\varepsilon^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)}{0,75} = 716,1006 \text{ kJ/kg} = 0,1989 \text{ kWh/kg} \quad (3.5)$$

TABULKA 4 KOEFICIENTY POLYNOMU PRO VÝPOČET MĚRNÉ TEPELNÉ KAPACITY VZDUCHU [20]

a_0	1,0161637
a_1	-0,055603107
a_2	-0,41393662
a_3	2,3785803
a_4	-3,3910918
a_5	2,2396792
a_6	-0,72175975
a_7	0,092000007

Měrná práce kompresoru nám tedy ukazuje, jaké množství energie musíme kompresoru dodat pro stlačení 1 kg vzduchu na požadovaný tlak. Pro stlačení vzduchu 16,924 kg vzduchu, které potřebujeme na spálení 1 kg zemního plynu, bychom potřebovali 3,366 kWh energie. A pro spálení 0,107 kg zemního plynu bychom museli dodat vzduchu o hmotnosti 1,81 kg energii 0,36 kWh.

V tomto rozboru je uvažován jako pohon kompresoru elektromotor s účinností 95%. Aktuální průměrná cena elektrické energie je 3,71 Kč za 1 kWh. Z těchto hodnot plyne, že cena elektrické energie pro stlačení 16,924 kg vzduchu je 13,15 Kč a pro stlačení 1,81 kg je to 1,41 Kč. V tabulce 5 jsou uvedeny hodnoty ekonomického rozboru včetně uvážení komprese vzduchu.

TABULKA 5 EKONOMIKA PROVOZU TURBOEXPANDÉRU (VČETNÉ KOMPRESY VZDUCHU)

	Městský provoz (172 kWh)	Meziměstský provoz (516 kWh)
Hmotnostní množství vzduchu pro spálení celkového množství zemního plynu	311,74 kg	935,07 kg
Objemové množství vzduchu pro spálení celkového množství zemního plynu ($p = 4 \text{ MPa}$, $t = 15 \text{ °C}$)	5,86 m ³	17,59 m ³
Cena komprese vzduchu pro spálení celkového množství zemního plynu	242,22 Kč	726,54 Kč
Hmotnostní množství vzduchu pro spálení 1 kg zemního plynu	16,924 kg	
Hmotnostní potřeba vzduchu na 1 kWh elektrické energie	1,81 kg	
Cena komprese vzduchu spotřebovaného na 1 kWh elektrické energie	1,41 Kč	
Celková cena provozu na 1 kWh elektrické energie v turboexpandéru	3,98 Kč	

3.3 Shrnutí

Z provedeného rozboru plyne, že pro provoz je méně nákladné využití turboexpandéru, jako dobíjecí jednotky, než mikroturbíny. Na druhou stranu ovšem bude pro turboexpandér nutné vyčlenit větší zástavbový prostor protože musíme do autobusu umístit, také nádrže na stlačený vzduch. Možností, jak snížit prostor pro nádrže na stlačený

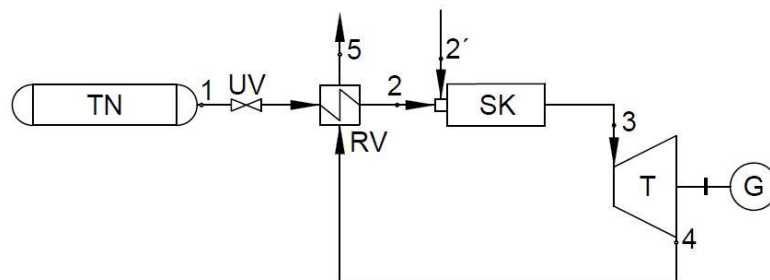
vzduch, je využití kompresoru k brzdění autobusu, který by v průběhu jízdy dotlačoval vzduch, a tedy celkový objem vzduchu, který by byl nutný vézt v tlakových nádržích, by se snížil. Naproti tomu je zde ovšem možnost využití rekuperace kinetické energie při brzdění. Tato varianta má výhodu v tom, že zde dochází přímo k přeměně kinetické energie na energii elektrickou, zatímco u varianty s kompresorem dochází nejdříve k přeměně kinetické energie na tlakovou a až posléze na energii elektrickou. Vzhledem k ekonomice provozu a také vzhledem k rešerši je v další části zpracován termodynamický návrh varianty s turboexpandérem. V tabulce 6 pak můžeme vidět porovnání ekonomického rozboru varianty s mikroturbínou a varianty s turboexpandérem.

TABULKA 6 POROVNÁNÍ VARIANT S MIKROTURBÍNOU A S TURBOEXPANDÉREM

	Mikroturbína		Turboexpandér	
	Městský provoz (172 kWh)	Meziměstský provoz (516 kWh)	Městský provoz (172 kWh)	Meziměstský provoz (516 kWh)
Teplo dodané stroji pro získání požadované el. energie Q_{in}	2132,8 MJ	6398,4 MJ	825,6 MJ	2476,8 MJ
Hmotnostní množství zemního plynu dodaného	47,57 kg	142,71 kg	18,42 kg	55,25 kg
Hmotnostní spotřeba zemního plynu na 1 kWh elektrické energie	0,277 kg		0,107 kg	
Celková cena provozu na 1 kWh elektrické energie	6,64 Kč		3,98 Kč	

4 Návrh oběhu dobíjecí jednotky

Na základě ekonomického rozboru provozu byla pro další návrh vybrána variant s využitím turboexpandéru, jako dobíjecí jednotky elektrobuse. Specifickou vlastností tohoto oběhu je pokles tlaku před turboexpandérem, vlivem klesajícího tlaku vzduchu v tlakové nádobě, který je dán odtokem vzduchu z nádoby. Abychom kompenzovali pokles výkonu turboexpandéru, který nastává při poklesu vstupního tlaku spalin, skládá se spalovací komora z několika komor, které se s klesajícím tlakem zapalují. Toto opatření vede k nutnosti parciálního ostřiku turboexpandéru vzhledem k rostoucímu objemovému průtoku. Z tohoto důvodu je zvolen turboexpandér jakožto axiální rovnotlaká turbína. Výkon dobíjecí jednotky je požadován poloviční oproti výkonu pohonu elektrobuse a tedy 60 kW na svorkách generátoru. Turbosoustrojí je navrženo bez převodovky a k převodu frekvence na výstupu z generátoru na požadovanou hodnotu slouží frekvenční měnič. Jako palivo pro tento oběh byl zvolen automobilový benzín. Na obrázku 26 je znázorněno schéma navrženého oběhu. Tento oběh se skládá z tlakové nádoby se stlačeným vzduchem (TN), dále pak ze spalovací komory (SK), turboexpandéru (T), generátoru (G) a regeneračního výměníku (RV), který slouží k předeřhvu spalovacího vzduchu, čímž se zvyšuje účinnost celého oběhu, viz kapitola 1.4.4. Na obrázku 25 jsou také zaznačeny jednotlivé body oběhu. Bod 1 je stav vzduchu v tlakové nádobě. Bod 2 je stav vzduchu před spalovací turbínou. Bod 2' je přiváděné palivo. Bod 3 je stav spalin před turbínou. Bod 4 je stav spalin za turbínou a bod 5 na výfuku z oběhu.



OBRAZEK 26 SCHÉMA OBĚHU DOBÍJECÍ JEDNOTKY. TN - TLAKOVÁ NÁDOBA VZDUCHU, UV - UZAVÍRACÍ VENTIL, RV – REGENERAČNÍ VÝMĚNÍK, SK - SPALOVACÍ KOMORA, T - TURBOEXPANDÉR, G - GENERÁTOR; BOD 1 - STAV VZDUCHU V TLAKOVÉ NÁDOBĚ, BOD 2 - STAV VZDUCHU PŘED SPALOVACÍ KOMOROU, BOD 2' - PŘÍVOD PALIVA DO SK, BOD 3 - STAV SPALIN PŘED T, BOD 4 - STAV SPALIN ZA TURBÍNOU, BOD 5 - STAV SPALIN NA VÝFUKU Z OBĚHU.

4.1 Návrh spalovací komory

Vzhledem k opatření k poklesu výkonu je nutné zvolit spalovací komoru s rozdělenou spalovací komorou. Tomuto požadavku vyhovuje spalovací komora typu CAN (viz kapitola 1.2.1), která má mimo jiné také relativně malé zástavbové rozměry, malou hmotnost, a vysokou tuhost konstrukce. Dalšími výhodami spalovací komory typu CAN jsou menší tepelné ztráty než u typu SILO a možnost provedení jednotného pláště turbíny s pláštěm spalovací komory. Nevýhodou této komory je obtížnější zapálení plamene při jeho zhasnutí. Vzhledem k nízkým objemovým průtokům v navrhovaném oběhu jsou zvoleny 4 komory. [15]

Z hlediska základního uspořádání jednotlivých komor můžeme spalovací komory dělit podle směru proudění spalin v plamenci a vzduchu vně plamence na spalovací komory souprouté a protiprouté. Dále je můžeme dělit podle rozdělení spalovacího vzduchu na spalovací komory se směšovací vzduchem, které jsou vhodné pro spalovací komory s objemovým zatížením spalovací komory do $400 \text{ MW/m}^3 \cdot \text{MPa}$, a bez směšovacího vzduchu, které

jsou vhodné pro spalovací komory s objemovým zatížením spalovací komory do $700 \text{ MW/m}^3 \cdot \text{MPa}$. Optimální koncepce spalovacích komor pro spalovací turbíny malých výkonů je provedení protiproudé. Vzhledem ke zvolenému objemovému zatížení primární zóny spalovací komory ($q_{\text{SK,red}}^V = 500 \text{ MW/m}^3 \cdot \text{MPa}$) je zvolena spalovací komora bez směšovacího vzduchu. [15] [21]

4.1.1 Výpočet stavu před spalovací komorou

Maximální tlak vzduchu v tlakových nádobách je určen na základě ekonomického rozboru na 4 MPa. Teplota vzduchu je uvažována jako teplota okolí a to 15°C respektive 288,15 K. Aby byl postihnout pokles tlaku, je celý oběh počítán na celkem jedenácti tlakových úrovních. V tabulce 7 jsou uvedeny veličiny v bodě 1, tedy v tlakové nádobě. V tlakové nádobě je uvažována nulová rychlost a tedy celkový tlak p_{1c} a celková teplota T_{1c} jsou rovny statickým hodnotám p_1 a T_1 . Hustota vzduchu je dopočtena ze stavové rovnice podle rovnice (4.1). Kde r_{vzd} je plynová konstanta vzduchu $287,06 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$. [23]

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r_{\text{vzd}} \cdot T_1} = \frac{4 \cdot 10^6}{287,06 \cdot 288,15} = 48,358 \text{ kg/m}^3 \quad (4.1)$$

TABULKA 7 STAV V TLAKOVÉ NÁDOBĚ PRO JEDNOTLIVÉ TLAKOVÉ ÚROVNĚ

Celkový tlak p_{1c} [MPa]	Celková teplota T_{1c} [K]	Rychlost c_1 [m/s]	Statický tlak p_1 [MPa]	Statická teplota T_1 [K]	Hustota ρ_1 [kg/m ³]
4	288,15	0	4	288,15	48,358
3,5	288,15	0	3,5	288,15	42,313
3	288,15	0	3	288,15	36,269
2,5	288,15	0	2,5	288,15	30,224
2	288,15	0	2	288,15	24,179
1,5	288,15	0	1,5	288,15	18,134
1	288,15	0	1	288,15	12,090
0,5	288,15	0	0,5	288,15	6,045
0,4	288,15	0	0,4	288,15	4,836
0,3	288,15	0	0,3	288,15	3,626
0,2	288,15	0	0,2	288,15	2,418

V potrubní trase mezi tlakovou nádobou a vstupem do spalovací komory je uvažován konstantní celkový tlak i konstantní celková teplota. Vlivem expanze ovšem dochází ke změně statického tlaku a k urychlování média. Uvažovaný statický tlak je pak vypočten na základě tlakové ztráty z celkového tlakového spádu oběhu v přívodním potrubí do spalovací komory. Kde hodnota tlakové ztráty byla zvolena 1%. Pak p_2 je vypočten dle rovnice (4.2).

$$p_2 = p_1 - (p_1 - p_5) \cdot 0,01 = 4 - (4 - 0,101325) \cdot 0,01 = 3,961 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Ze statického a celkového tlaku pak můžeme iteračním počtem vypočítat rychlost c_2 dle rovnice (4.3). Do rovnice vstupuje také hustota ρ_2 , pro jejíž výpočet potřebujeme dle rovnice (4.1) znát také statickou teplotu T_2 . Tuto teplotu vypočteme pomocí rovnice (4.4) z celkové teploty. V prvním iteračním kroku jsou odhadnuty hodnoty ρ_2 a c_{p2} , jejichž skutečné hodnoty jsou následně iteračně dopočítány. V rovnicích (4.3) a (4.4) jsou uvedeny příklady výpočtu pro tlak p_{2c} 4 MPa. Pro ostatní tlakové úrovně jsou vypočtené hodnoty uvedeny v tabulce 8. [23]

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{2c} - p_2)}{\rho_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (4 \cdot 10^6 - 3,961 \cdot 10^6)}{48,022}} = 40,295 \text{ m/s} \quad (4.3)$$

$$T_2 = T_{2c} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_{p2}} = 288,15 - \frac{40,295^2}{2 \cdot 1,003 \cdot 10^3} = 287,341 \text{ K} \quad (4.4)$$

TABULKA 8 STAV PŘED SPALOVACÍ KOMOROU

Celkový tlak p_{2c} [MPa]	Statický tlak p_2 [MPa]	Rychlost c_2 [m/s]	Celková teplota T_{2c} [K]	Měrná tepelná kapacita c_p [kJ/kg.K]	Statická teplota T_2 [K]	Hustota ρ_2 [kg/m ³]
4	3,961	40,295	288,15	1,003	287,341	48,022
3,5	3,466	40,220	288,15	1,003	287,344	42,020
3	2,971	40,120	288,15	1,003	287,348	36,018
2,5	2,476	39,978	288,15	1,003	287,353	30,017
2	1,981	39,765	288,15	1,003	287,362	24,015
1,5	1,486	39,407	288,15	1,003	287,376	18,014
1	0,991	38,682	288,15	1,003	287,404	12,012
0,5	0,496	36,422	288,15	1,003	287,489	6,010
0,4	0,397	35,240	288,15	1,003	287,531	4,810
0,3	0,298	33,178	288,15	1,003	287,601	3,610
0,2	0,199	28,620	288,15	1,003	287,742	2,409

Dle požadovaného výkonu turbíny je zvolen průtok vzduchu při tlakové úrovni 4 MPa 0,3 kg/s. Pomocí průtok je pak vypočten průměr potrubí na vstupu do spalovací komory dle rovnice (4.5).

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{vzd}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot c_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3}{\pi \cdot 48,022 \cdot 40,295}} = 0,01405 \text{ m} \quad (4.5)$$

Ze známého průměru potrubí následně zpětně dopočteme hmotnostní a objemový průtok pro ostatní tlakové úrovně. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 9.

TABULKA 9 PRŮTOK VZDUCHU

Hmotnostní průtok vzduchu m_{vzd} [kg/s]	Objemový průtok vzduchu V_{vzd} [m ³ /s]
0,3	0,00625
0,262	0,00624
0,224	0,00622
0,186	0,0062
0,148	0,00616
0,11	0,00611
0,072	0,006
0,034	0,00565
0,026	0,00546
0,019	0,00514
0,011	0,00444

4.1.2 Spalovací proces

Spalovací proces je chemická reakce paliva a okysličovadla, při které dochází k uvolnění tepla. Palivem tohoto oběhu je benzín. Benzín je kapalná frakce ropy, která vzniká při její destilaci. Složení benzínu je velmi různorodé v závislosti na místě těžby. Obecně se skládá z uhlovodíků se čtyřmi až dvanácti atomy uhlíku a dalších prvků jako jsou dusík, kyslík, síra. Vzhledem ke složitému složení je výhodnější počítat stechiometrii spalování pro prvkové složení benzínu. U kapalných paliv jsou prvková složení většinou udávána v hmotnostních koncentracích. V této práci je uvažován bezsirný benzín s prvkovým složením uvedeným v tabulce 10. Výhřevnost benzínu je brána 43,5 MJ/kg. [22]

TABULKA 10 PRVKOVÉ SLOŽENÍ BENZÍNU [22]

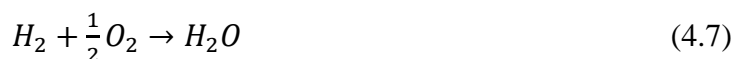
	Hmotnostní koncentrace složky paliva σ_i [kg/kg _{pal}]	Molární hmotnost složky paliva M_i [kg/kmol]
Uhlík C	0,832	12,011
Vodík H ₂	0,14	2,016
Kyslík O ₂	0,021	31,999
Dusík N ₂	0,007	28,013

Jakožto okysličovadlo je brán vzduch, jehož složení je uvedeno v tabulce 11.

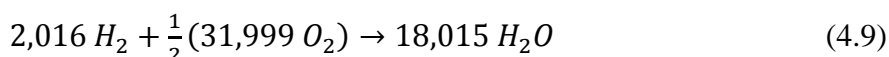
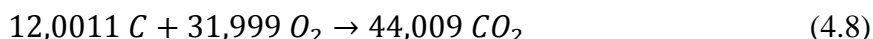
TABULKA 11 SLOŽENÍ VZDUCHU [21]

	Hmotnostní koncentrace složky vzduchu $\sigma_{i\text{vzd}}$ [kg/kg _{vzd}]	Molární hmotnost složky vzduchu M_i [kg/kmol]
Kyslík O ₂	0,22998	31,999
Dusík N ₂	0,75048	28,013
Vodní pára H ₂ O	0,00634	18,015
Argon Ar	0,01275	39,948
Oxid uhličitý CO ₂	0,00045	44,009

Je uvažováno dokonalé spalování, tedy dochází ke spotřebě veškerých hořlavých složek v palivu, a spalování probíhá podle stechiometrických rovnic (4.6) a (4.7). [21]



Rovnice (4.8) a (4.9) vyjadřují hmotnostní bilanci těchto chemických reakcí. [21]



Při spalování 1 kg paliva, pak můžeme pomocí těchto bilančních rovnic vyjádřit hmotnostní množství produktů spalování CO₂ a H₂O.

$$m_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_C} \cdot (m_{pal} \cdot \sigma_C) = \frac{44,009}{12,011} \cdot (1 \cdot 0,832) = 3,049 \text{ kg} \quad (4.10)$$

$$m_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \cdot (m_{pal} \cdot \sigma_{H_2}) = \frac{18,015}{2,016} \cdot (1 \cdot 0,14) = 1,251 \text{ kg} \quad (4.11)$$

Adekvátním způsobem, pak můžeme spočítat hmotnostní množství kyslíku spotřebovaného na spálení 1 kg paliva.

$$m_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_C} \cdot (m_{pal} \cdot \sigma_C) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{M_{O_2}}{M_{H_2}} \cdot (m_{pal} \cdot \sigma_{H_2}) \right) - (m_{pal} \cdot \sigma_{O_2})$$

$$m_{O_2} = \frac{31,999}{12,011} \cdot (1 \cdot 0,832) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{31,999}{2,016} \cdot (1 \cdot 0,14) \right) - (1 \cdot 0,021) = 3,307 \text{ kg} \quad (4.12)$$

Ze známého hmotnostního složení vzduchu a známého množství spalovacího kyslíku, pak můžeme spočítat množství vzduchu potřebného na spálení 1 kg paliva.

$$m_{vzd}^{stech} = \frac{\sum \sigma_{i,vzd}}{\sigma_{O_2,vzd}} \cdot m_{O_2} = \frac{1}{0,22998} \cdot 3,307 = 14,378 \text{ kg} \quad (4.13)$$

Pak tedy hmotnost spalin při stechiometrickém spalování je

$$m_{spal}^{stech} = m_{vzd}^{stech} + m_{pal} = 14,378 + 1 = 15,378 \text{ kg} \quad (4.14)$$

Následně pak můžeme spočítat hmotnostní koncentrace jednotlivých plynů ve spalinách při stechiometrickém spalování. Jako příklad je zde uveden výpočet hmotnostní koncentrace CO_2 . Koncentrace ostatních plynů se vypočtou stejným postupem a jsou uvedeny v tabulce 12.

$$\sigma_{CO_2}^{stech} = \frac{(\sigma_{CO_2,vzd} \cdot m_{vzd}^{stech}) + m_{CO_2}}{m_{spal}^{stech}} = \frac{(0,00045 \cdot 14,378) + 3,049}{15,378} = 0,1987 \quad (4.15)$$

TABULKA 12 SLOŽENÍ SPALIN PŘI STECHIOMETRICKÉM SPALOVÁNÍ

	Hmotnostní koncentrace složky spalin při stechiometrickém spalování $\sigma_{i,spal}^{stech} [\text{kg}/\text{kg}_{spal}]$
Oxid uhličitý CO_2	0,1987
Dusík N_2	0,7021
Vodní pára H_2O	0,0873
Argon Ar	0,0119
Kyslík O_2	0

Ze známé hmotnosti vzduchu a paliva pak můžeme spočítat stechiometrický palivový poměr. [15]

$$f^{stech} = \frac{m_{pal}^{stech}}{m_{vzd}^{stech}} = \frac{1}{14,378} = 0,0695 \quad (4.16)$$

Následně můžeme provést energetickou bilanci spalovací komory a vyjádřit z ní hodnotu entalpie spalin při stechiometrickém spalování.

$$m_{spal}^{stech} \cdot i_{spal}^{stech} = m_{pal} \cdot Q_i^r + m_{vzd}^{stech} \cdot i_{vzd} \quad (4.17)$$

$$i_{spal}^{stech} = \frac{m_{pal} \cdot Q_i^r + m_{vzd}^{stech} \cdot i_{vzd}}{m_{spal}^{stech}} = \frac{1 \cdot (43,5 \cdot 10^3) + 14,378 \cdot 288,371}{15,378} = 3098,29 \text{ kJ/kg} \quad (4.18)$$

V rovnici (4.18) je Q_i^r výhřevnost paliva. Entalpie vzduchu i_{vzd} je určena při teplotě vzduchu před spalovací komorou. Vzhledem k zanedbatelné změně teploty pro jednotlivé tlakové úrovně je brána teplota konstantní a to 288,15 K respektive 15°C. Hodnota entalpie vzduchu je vypočtena stejným způsobem jako měrná tepelná kapacita vzduchu v kapitole 3.2. Příslušné rovnice a polynomy pro výpočet této entalpie jsou uvedeny v příloze 1. V rovnici energetické bilance (4.17) je zanedbána entalpie paliva vzhledem k tomu, že hodnota entalpie je zanedbatelná v porovnání z výhřevností paliva. Z entalpie spalin je následně vypočte teplota

spalin pomocí měrné tepelné kapacity. Měrná tepelná kapacita spalin je určena jako suma měrných tepelných kapacit pro jednotlivé složky v závislosti na hmotnostní koncentraci dané slož, viz rovnice (4.19). Měrné tepelné kapacity jednotlivých složek jsou spočteny adekvátním způsobem jako entalpie vzduchu v předchozím kroku, viz příloha 1 a příloha 2. Vzhledem k tomu, že hodnoty c_p jsou závislé na teplotě spalin, je v první řadě odhadnuta teplota spalin a následně je iteračním způsobem vypočtena skutečná teplota spalin i skutečná měrná tepelná kapacita. V rovnicích (4.19) a (4.20) jsou uvedeny výsledné hodnoty po iteračním počtu. [15]

$$c_{p_{spal}}^{stech} = \sum(\sigma_{i_{spal}}^{stech} \cdot c_{p_{i_{spal}}}) = 1,482 \text{ kJ/kg} \cdot K \quad (4.19)$$

$$T_{spal}^{stech} = \frac{i_{spal}}{c_{p_{spal}}} = \frac{3098,29}{1,482} = 2090,2 \text{ K} \quad (4.20)$$

Vzhledem k tomu, že teplota spalin je vysoká a materiál následujících částí oběhu by takové teploty nevydržel, je nutné zavést opatření, které tento problém vyřeší. Jednou z možností, jak tento problém vyřešit, je aktivní chlazení vstupního hrdla a lopatek turboexpandéru. Druhou jednodušší možností je zavést do spalovací komory nadstechiometrické množství vzduchu, čímž se sníží teplota spalin na výstupu z komory, ale také změni jejich složení. Pro řešení tohoto oběhu byla vybrána druhá možnost. Přebytek vzduchu ve spalovací komoře určuje součinitel přebytku vzduchu α . Hodnota tohoto součinitel je zvolena $\alpha = 5$. Následně pak můžeme spočítat skutečné množství spalovacího vzduchu. [15]

$$m_{vzd} = \alpha \cdot m_{vzd}^{stech} = 5 \cdot 14,378 = 71,891 \text{ kg} \quad (4.21)$$

Ze známé hmotnosti vzduchu pak můžeme adekvátním způsobem, jako v případě stechiometrického spalování spočítat, palivový poměr, skutečnou hmotnost spalin, hmotnostní koncentrace jednotlivých plynů ve spalinách, entalpii spalin, měrnou tepelnou kapacitu spalin a teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 13 a 14.

TABULKA 13 VLASTNOSTI SPALIN

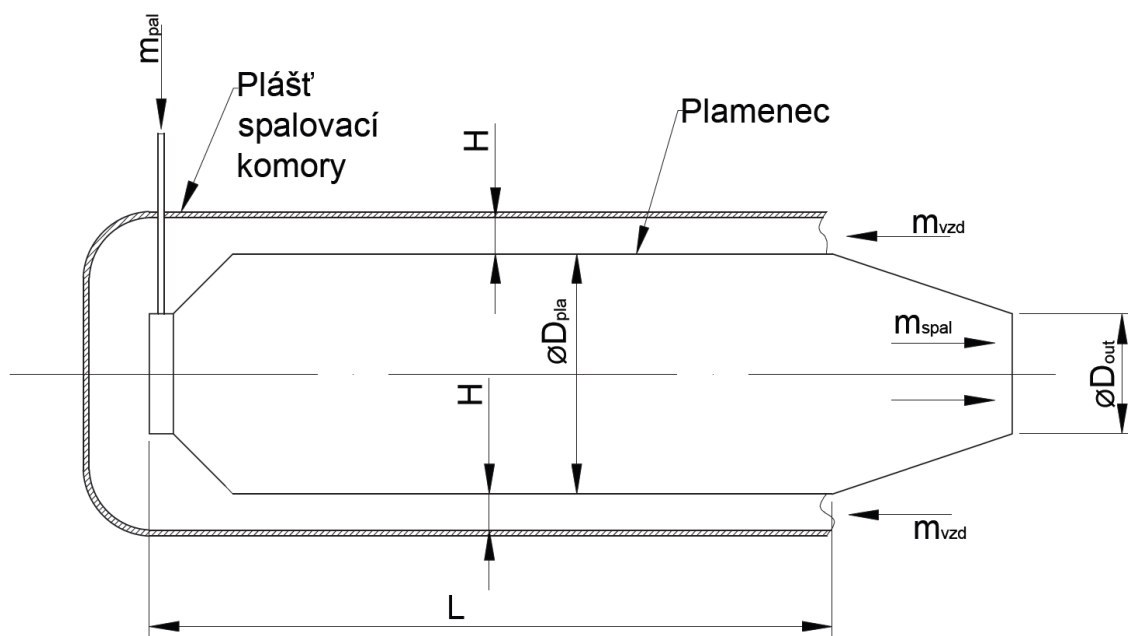
Palivový poměr f [-]	0,0139
Hmotnost spalin m_{spal} [kg]	72,891
Entalpie spalin i_{spal} [kJ/kg]	881,195
Měrná tepelná kapacita spalin $c_{p_{spal}}$ [kJ/kg.K]	1,124
Teplota spalin T_{spal} [K]	783,797

TABULKA 14 SLOŽENÍ SPALIN

	Hmotnostní koncentrace složky spalin $\sigma_{i_{spal}}$ [kg/kg _{spal}]
Oxid uhličitý CO ₂	0,0423
Dusík N ₂	0,7403
Vodní pára H ₂ O	0,0234
Argon Ar	0,0126
Kyslík O ₂	0,1815

4.1.3 Geometrie spalovací komory

Na obrázku 27 je schematicky znázorněn vybraný typ spalovací komory. Pro návrh základních geometrických parametrů se v této práci vychází z hlavních srovnávacích součinitelů spalovací komor. Prvním takovýmto součinitelem je střední rychlost proudění v plamenci. Dle [15] se pro stacionární turbíny tato rychlost volí v rozsahu 7 až 30 m/s a u leteckých turbín 15 až 45 m/s. Druhým hlavním srovnávacím součinitelem je redukované objemové zatížení vztažené na jednotkový tlak. Tento součinitel dle [21] dosahuje hodnot 100 až 200 MW/m³.MPa pro stacionární turbíny a 350 až 800 MW/m³.MPa pro letecké turbíny. Abychom dosáhli požadavku na malé rozměry spalovací komory je zvolena hodnota objemové zatížení spalovací komory pro návrhový stav 500 MW/m³.MPa. A hodnota střední rychlosti je zvolena 15 m/s. Vzhledem k malým rozměrům spalovacích komor a malým zvoleným rychlostem nebude ve spalovací komoře docházet k dobrému promíšení paliva a vzduchu, proto je účinnost odhadnuta na $\eta_{SK} = 0,95$. Geometrie spalovací komory je navržena na tlakové úrovni 4 MPa.



Abychom dostali ve spalovací komoře rychlost 15 m/s je nutné umístit na vstupu do komory difuzor. U tohoto difuzoru uvažujeme, že nedochází ke ztrátě celkového tlaku ani celkové teploty. Statický tlak za difuzorem pak vypočteme z rovnice (4.22).

$$p_2^{SK} = p_{2c}^{SK} - \frac{c_2^{SK^2} \cdot \rho_2^{SK}}{2} = 4 \cdot 10^6 - \frac{15^2 \cdot 48,311}{2} = 3,995 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

Statickou teplotu pak dle rovnice (4.4). Skutečné hodnoty hustoty a měrné tepelné kapacity jsou iteračně doloženy. Z hmotnostního průtoku vzduchu, vypočteného v kapitole 4.1.1, je následně doložena průtočná plocha za difuzorem.

$$S_2^{SK} = \frac{m_{vzd}}{\rho_2^{SK} \cdot c_2^{SK}} = \frac{0,3}{48,311 \cdot 15} = 0,000414 \text{ m}^2 \quad (4.23)$$

Pro ostatní tlakové úrovně je následně zpětně doložena rychlost c_2^{SK} . Hodnoty veličin za difuzorem spalovací komory jsou uvedeny v tabulce 15.

TABULKA 15 STAV ZA DIFUZOREM SPALOVACÍ KOMORY

Celkový tlak p_2^{SK} [MPa]	Celková teplota T_2^{SK} [K]	Rychlost c_2^{SK} [m/s]	Statický tlak p_2^{SK} [MPa]	Statická teplota T_2^{SK} [K]	Hustota ρ_2^{SK} [kg/m ³]	Hmotnostní tok paliva m_{pal} [kg/s]
4	288,15	15	3,995	288,038	48,311	0,00417
3,5	288,15	14,972	3,495	288,038	42,272	0,00364
3	288,15	14,935	2,996	288,039	36,234	0,00312
2,5	288,15	14,883	2,497	288,040	30,195	0,00259
2	288,15	14,804	1,997	288,041	24,156	0,00206
1,5	288,15	14,673	1,498	288,043	18,117	0,00153
1	288,15	14,406	0,999	288,047	12,079	0,001
0,5	288,15	13,573	0,499	288,058	6,040	0,00047
0,4	288,15	13,137	0,399	288,064	4,832	0,00037
0,3	288,15	12,374	0,299	288,074	3,624	0,00026
0,2	288,15	10,685	0,199	288,093	2,417	0,00015

Ke stanovení objemu plamence spalovací komory potřebujeme dále znát hmotnostní tok paliva. Ten zjistíme ze stanoveného množství vzduchu pomocí vypočteného palivového poměru.

$$m_{pal} = f \cdot m_{vzd} = 0,0139 \cdot 0,3 = 0,00417 \text{ kg/s} \quad (4.24)$$

Pro ostatní tlakové úrovně je hodnota hmotnostního toku paliva uvedena v tabulce 15. Dále je nutné spočítat stav spalin v plamenci. Hmotnostní tok spalin je roven součtu hmotnostních toků paliva a vzduchu. Je opět uvažována nulová ztráta celkového tlaku. Vzhledem k zanedbatelné změně teploty vzduchu a konstantnímu palivovému poměru f je entalpie spalin uvažována konstantní pro všechny tlakové úrovně a je tedy rovna entalpii spalin vypočtené v kapitole 4.1.2. Z čehož plyne, že i měrná tepelná kapacita a statická teplota, které jsou vypočteny obdobným způsobem jako v kapitole 4.1.2 dle rovnic (4.19) a (4.20), jsou konstantní. Následně pak můžeme vypočítat celkovou teplotu pomocí rovnice (4.4). V dalším kroku je vypočtena hustota dle (4.1), ovšem jelikož neznáme statický tlak, je nejprve vypočtena z celkového tlaku. Pomocí této hustoty je následně vypočten statický tlak dle rovnice (4.3). Dále je zpět vypočtena hustota ze statického tlaku a iteračně je doložena skutečná hodnota hustoty a statického tlaku. Následně můžeme vypočítat objemový průtok plamencem.

$$\dot{V}_{spal} = m_{spal} \cdot \rho_{spal} = 0,3 \cdot 17,694 = 0,0172 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.25)$$

Z objemového toku pak vypočteme průtočnou plochu plamence, respektive průměr plamence.

$$S_{pla} = \dot{V}_{spal} \cdot c_{pla} = 0,0172 \cdot 15 = 0,00115 \text{ m}^2 \quad (4.26)$$

$$D_{pla} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pla}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00115}{\pi}} = 0,0382 \text{ m} \quad (4.27)$$

Ze známé průtočné plochy zpětně doložíme veličiny při ostatních tlakových úrovních, viz tabulka 16.

TABULKA 16 STAV V PLAMENCI SPALOVACÍ KOMORY

Hmotnostní tok spalin m_{spal} [kg/s]	Celkový tlak $p_{pla c}$ [MPa]	Entalpie i_{pla} [kJ/kg]	Statická teplota T_{pla} [K]	Měrná tepelná kapacita $c_{p pla}$ [kJ/kg.K]	Rychlost c_{pla} [m/s]	Celková teplota $T_{pla c}$ [K]	Hustota ρ_{pla} [kg/m ³]	Statický tlak p_{pla} [MPa]	Objemový průtok V_{spal} [m ³ /s]
0,304	4	881,195	783,797	1,124	15	783,897	17,694	3,998	0,01719
0,267	3,5	881,195	783,797	1,124	14,972	783,897	15,483	3,498	0,01716
0,227	3	881,195	783,797	1,124	14,935	783,896	13,271	2,999	0,01712
0,189	2,5	881,195	783,797	1,124	14,883	783,896	11,059	2,499	0,01706
0,15	2	881,195	783,797	1,124	14,805	783,895	8,847	1,999	0,01697
0,112	1,5	881,195	783,797	1,124	14,673	783,893	6,636	1,499	0,01682
0,073	1	881,195	783,797	1,124	14,407	783,889	4,424	0,999	0,01651
0,034	0,5	881,195	783,797	1,124	13,575	783,879	2,212	0,499	0,01556
0,027	0,4	881,195	783,797	1,124	13,138	783,874	1,770	0,399	0,01506
0,019	0,3	881,195	783,797	1,124	12,376	783,865	1,327	0,299	0,01418
0,011	0,2	881,195	783,797	1,124	10,688	783,848	0,885	0,199	0,01225

Následně se pomocí zvoleného objemového zatížení spalovací komory vypočítá objem plamence. [21]

$$V_{pla} = \frac{m_{pal} \cdot Q_i^r \cdot \eta_{SK}}{q_{SK}^r \cdot p_2^{SK}} = \frac{0,00417 \cdot 43,5 \cdot 0,95}{500 \cdot 3,998} = 0,0000863 \text{ m}^3 \quad (4.28)$$

Z průtočné plochy a objemu plamence spočítáme délku plamence.

$$L = \frac{V_{pla}}{S_{pla}} = \frac{0,0000863}{0,00115} = 0,0753 \text{ m} \quad (4.29)$$

Dále vypočteme výšku mezikruží H mezi plamencem a pláštěm spalovací komory.

$$H = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot m_{vzd}}{c_{SK}^2 \cdot \rho_2^{SK} \cdot \pi}} \cdot d_{pla}}{2} = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot 0,3}{15,48,311 \cdot \pi}} \cdot 0,0382}{2} = 0,00318 \text{ m} \quad (4.30)$$

Tlaková ztráta spalovací komory je dle [21] odhadnuta na 3 % z celkového tlaku. Tedy celkový tlak na výstupu ze spalovací komory vypočteme dle (4.31).

$$p_{3c} = p_{2c} \cdot (1 - 0,03) = 4 \cdot (1 - 0,03) = 3,88 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Plocha na výstupu ze spalovací komory je uvažována stejně velká jako plocha na vstupu do rozváděcích lopatek regulačního stupně S_0 . Z té je posléze zjištěn průměr výstupního potrubí dle (4.27) $D_{out} = 0,0229 \text{ m}$. Následně je z hmotnostního toku a iteračně dopočtené hustoty vypočtena rychlost spalin, kde rovnice pro výpočet rychlosti je vyjádřena z rovnice (4.5). Ze známé rychlosti je pak dopočten statický tlak dle (4.22). Je uvažována nulová tepelná ztráta, a tedy entalpie spalin, respektive teplota, jsou stejné jako v plamenci spalovací komory. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 17.

TABULKA 17 STAV NA VÝSTUPU ZE SPALOVACÍ KOMORY

Celkový tlak p_{3c} [MPa]	Rychlost c_3 [m/s]	Statický tlak p_3 [MPa]	Hustota ρ_3 [kg/m ³]
3,88	17,36	3,877	17,161
3,395	17,33	3,393	15,016
2,91	17,29	2,908	12,871
2,425	17,23	2,423	10,726
1,94	17,13	1,939	8,581
1,455	16,98	1,454	6,435
0,97	16,67	0,969	4,29
0,485	15,71	0,485	2,145
0,388	15,21	0,388	1,716
0,291	14,33	0,291	1,287
0,194	12,37	0,194	0,858

4.2 Návrh turboexpandéru

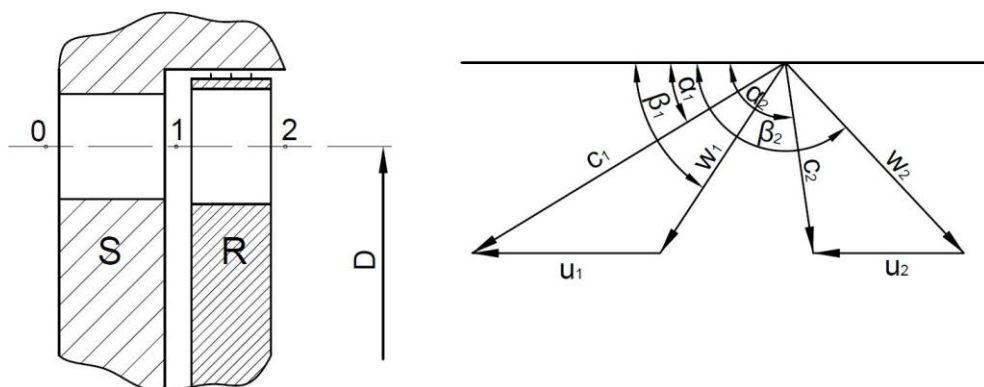
Turboexpandér je navržen na základě podobnosti lopatkových strojů, dle [21] a [25]. Vzhledem k relativně velkému spádu, který je nutné zpracovat, je rozdělen na dva stupně. Jak bylo napsáno dříve, je kvůli velké změně objemového průtoku uvažován parciální ostřík. Z tohoto důvodu je zvoleno provedení turboexpandéru, jakožto akční turbíny. Vzhledem k velkému rozdílu vstupních tlaků do turbíny a s tím spojeným poklesem účinnosti při nenávrhových stavech není turbína navrhována při maximálním tlaku 4 MPa, ale při tlaku 1 MPa, při kterém se dá očekávat nižší pokles účinnosti pro vyšší, respektive nižší tlaky na vstupu do turbíny. V tabulce 18 jsou uvedeny parametry spalin na vstupu do turbíny pro návrhový stav, které jsou rovny stavu na výstupu ze spalovací komory.

TABULKA 18 PARAMETRY SPALIN NA VSTUPU DO TURBOEXPANDÉRU

Celkový tlak p_{0c} [MPa]	0,979
Statický tlak p_0 [MPa]	0,969
Celková teplota T_{0c} [K]	785,84
Statická teplota T_0 [K]	783,8
Entalpie i_0 [kJ/kg]	881,195
Hmotnostní tok jednou spalovací komorou m_{spal} [kg/s]	0,073
Hustota ρ_0 [kg/m ³]	4,29
Měrná tepelná kapacita spalin c_{p0} [kJ/kg.K]	1,125

4.2.1 Návrh regulačního stupně

Při výpočtech je užito označení dle obrázku 28, kde stav 0 je stav na vstupu do rozváděcí lopatky, stav 1 je mezi lopatkami a stav 2 na výstupu z rotorové lopatky. Velikosti úhlů jednotlivých rychlostí jsou brány k obvodovému směru, viz obrázek 28.



OBRÁZEK 28 SCHÉMA LOPATEK A RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

Výpočet regulačního stupně je proveden na středním průměru, a tedy obvodová složka rychlosti na výstupu z rozváděcí řady u_1 je rovna obvodové složce rychlosti na výstupu z oběžné řady u_2 , a tedy pro zjednodušení bude obvodová rychlost značena u . Při návrhovém stavu je uvažováno, že jsou v provozu všechny spalovací komory, a tedy hmotnostní tok spalin je čtyřikrát tok jednou spalovací komorou. Z doporučených hodnot v literatuře pro akční axiální turbínový stupeň jsou zvoleny součinitele podobnosti pro návrh regulačního stupně. Dále je zvolen expanzní poměr na prvním stupni, ze kterého pak vypočítáme tlak za stupněm, a otáčky. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 19.

TABULKA 19 VOLENÉ PARAMETRY REGULAČNÍHO STUPNĚ

Stupeň reakce ρ z lit. 0 až 0,20 [21]	0,05
Průtokový součinitel φ z lit. 0,4 až 1,2 [21]	0,5
Tlakový součinitel Ψ z lit. 3,8 až 7 [21]	4,4
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady α_{1p} [°]	12
Expanzní poměr e	4
Statický tlak na výstupu ze stupně p_2 [MPa]	0,242
Otáčky turboexpandéru n [min^{-1}]	60000

V ideálním případě dochází v turbíně k izoentropické expanzi. Takže pro ideální expanzi je teplota za stupněm [23]

$$T_{2iz} = T_0 \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 783,8 \cdot \left(\frac{0,242}{0,969}\right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} = 551,369 \text{ K} \quad (4.32)$$

Kde Poissonova konstanta κ je určena pomocí rovnice (4.19) ze známého složení spalin a je uvažována konstantní pro výpočtový rozsah teplot. Z teploty zjistíme entalpii spalin při izoentropickém ději pomocí vzorce (4.19) a přílohy 1 a 2.

$$i_{2iz} = \sum(\sigma_{i_{spal}} \cdot i_i) = 565,229 \text{ kJ/kg} \quad (4.33)$$

Z rozdílu entalpií vypočteme entalpický spád při ideálním ději.

$$\Delta i_{iz}^{ST} = i_0 - i_{2iz} = 881,195 - 565,229 = 315,966 \text{ kJ/kg} \quad (4.34)$$

Následně můžeme vypočítat obvodovou rychlost u z tlakového součinitele ψ .

$$u = \sqrt{\frac{\Delta i_{iz}^{ST}}{\frac{1}{2}\psi}} = \sqrt{\frac{315,966 \cdot 10^3}{\frac{1}{2} \cdot 4,4}} = 378,973 \text{ m/s} \quad (4.35)$$

Ze známé obvodové rychlosti a otáček stroje vypočteme střední průměr lopatkování.

$$D = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{378,973}{\pi \cdot \left(\frac{60000}{60}\right)} = 0,121 \text{ m} \quad (4.36)$$

Pro kontrolu je následně vypočten rychlostní poměr x . Pro který nejdříve potřebujeme znát rychlost c_{0iz} , která odpovídá celkovému entalpickému spádu při ideálním ději Δi_{0iz}^{ST} .

$$\Delta i_{0iz}^{ST} = \Delta i_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} = 315,966 \cdot 10^3 + \frac{67,765^2}{2} = 318,262 \text{ kJ/kg} \quad (4.37)$$

Kde c_0 je rychlost na vstupu do rozváděcí lopatkové řady, kterou vypočteme iteračně na základě známé hodnoty vstupní plochy, hmotnostního průtoku a úhlu $\alpha_0 = 80^\circ$, který je zvolen z [25] dle lopatkového profilu.

$$c_0 = \frac{4 \cdot m_{spal}}{S_0 \cdot \rho_0 \cdot \sin \alpha_0} = \frac{4 \cdot 0,073}{0,00102 \cdot 4,29 \cdot \sin 80} = 67,765 \text{ m/s} \quad (4.38)$$

Pak rychlost c_{0iz} a rychlostní poměr x vypočteme následovně.

$$c_{0iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{0iz}^{ST}} = \sqrt{2 \cdot 318,262 \cdot 10^3} = 797,824 \text{ m/s} \quad (4.39)$$

$$x = \frac{u}{c_{0iz}} = \frac{378,973}{797,824} = 0,475 \quad (4.40)$$

Doporučené rozmezí rychlostního poměru pro dosažení optimální účinnosti je dle [21] pro axiální rovnotlaké turbíny 0,38 až 0,51, do kterého tedy vypočtená hodnota spadá. Ze zvolené hodnoty stupně reakce pak můžeme vypočítat spád na statoru, respektive spád na rotoru při izoentropickém ději.

$$\Delta i_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = (1 - 0,05) \cdot 315,966 = 300,167 \text{ kJ/kg} \quad (4.41)$$

$$\Delta i_{iz}^R = \rho \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = 0,05 \cdot 315,966 = 15,798 \text{ kJ/kg} \quad (4.42)$$

Následně můžeme vypočítat absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady.

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 300,167 \cdot 10^3 + 67,765^2} = 777,771 \text{ m/s} \quad (4.43)$$

Z literatury [25] je určen rychlostní součinitel pro dýzu $\bar{\varphi} = 0,93$, pomocí kterého můžeme určit rychlost c_1 a energetickou ztrátu na statoru z_0 .

$$c_1 = \bar{\varphi} \cdot c_{1iz} = 0,93 \cdot 777,771 = 723,327 \text{ m/s} \quad (4.44)$$

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \bar{\varphi}^2) = \frac{777,771^2}{2} \cdot (1 - 0,93^2) = 40,863 \text{ kJ/kg} \quad (4.45)$$

Pomocí energetické ztráty na statoru můžeme vypočítat entalpii spalín i_l .

$$i_1 = i_{2iz} + \Delta i_{iz}^R + z_0 = 565,229 + 15,798 + 40,863 = 621,89 \text{ kJ/kg} \quad (4.46)$$

Z entalpie můžeme vypočítat teplotu T_l obráceným postupem jak v rovnicích (4.32) a (4.33). Teplota T_l pak je rovna 606,64 K. Pomocí této teploty můžeme vypočítat rychlost zvuku a Machovo číslo rychlosti c_l , abychom zjistili, zda dochází v dýze k nadkritickému proudění.

$$a_1 = \sqrt{r \cdot \kappa \cdot T_1} = \sqrt{288,272 \cdot 1,34 \cdot 606,64} = 484,08 \text{ m/s} \quad (4.47)$$

Kde plynová konstanta spalín r je vypočtena dle rovnice (4.19) a známého složení spalín. Následně je vypočteno Machovo číslo pro absolutní rychlost.

$$Ma_{c_1} = \frac{c_1}{a_1} = \frac{723,327}{484,08} = 1,49 \quad (4.48)$$

Jelikož je $Ma_{c_1} > 1$ bude docházet k nadkritickému proudění a tedy je nutné použít rozšiřující se dýzu v lopatkovém kanálu statorové řady. Dále je potřeba korigovat úhel absolutní rychlosti α_{lp} . K tomu potřebujeme znát rychlost a vlastnosti spalín v kritickém bodě a také vlastnosti spalín za statorovou mříží. Kritický tlak p_{krit} a tlak v bodě 1 vypočteme z tlakových poměrů těchto tlaků k tlaku před turboexpandérem. [23] [25]

$$\frac{p_{krit}}{p_{oc}} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2}{1,34+1} \right)^{\frac{1,34}{1,34-1}} = 0,539 \quad (4.49)$$

$$\frac{p_{oc}}{p_1} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_1^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 + \frac{1,34-1}{2} \cdot 1,49^2 \right)^{\frac{1,34}{1,34-1}} = 3,554 \quad (4.50)$$

$$p_{krit} = \frac{p_{krit}}{p_{oc}} \cdot p_{oc} = 0,539 \cdot 0,979 = 0,527 \text{ MPa} \quad (4.51)$$

$$p_1 = \frac{p_{oc}}{\frac{p_{oc}}{p_1}} = \frac{0,979}{3,554} = 0,276 \text{ MPa} \quad (4.52)$$

Z tlaků pak vypočteme měrný objem, respektive hustotu, v kritickém bodě a v bodě 1 a dále pak kritickou rychlost. [23]

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} = \frac{0,276 \cdot 10^6}{288,272 \cdot 606,64} = 1,576 \text{ kg/m}^3 \quad (4.53)$$

$$v_{krit} = \frac{1}{\rho_0} \cdot \left(\frac{p_{oc}}{p_{krit}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{1}{4,29} \cdot \left(\frac{1}{0,527} \right)^{\frac{1}{1,34}} = 0,37 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.54)$$

$$c_{krit} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa+1} \cdot r \cdot T_{oc}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,34}{1,34+1} \cdot 288,272 \cdot 785,84} = 509,363 \text{ m/s} \quad (4.55)$$

Pak korigovaný úhel absolutní rychlosti α_l vypočteme dle rovnice (4.56).

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{c_{krit}}{v_{krit} \cdot c_1 \cdot \rho_1} \cdot \sin \alpha_{lp} \right) = \arcsin \left(\frac{509,363}{0,37 \cdot 723,327 \cdot 1,576} \cdot \sin 12 \right) = 14,551^\circ \quad (4.56)$$

Pomocí úhlu alfa pak dopočteme relativní složku rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady, obvodové a axiální složky absolutní a relativní rychlosti a úhel relativní rychlosti.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{723,327^2 + 378,973^2 - 2 \cdot 723,327 \cdot 378,973 \cdot \cos 14,551} = 369,006 \text{ m/s} \quad (4.57)$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 723,327 \cdot \cos 14,551 = 700,124 \text{ m/s} \quad (4.58)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 700,124 - 378,973 = 321,15 \text{ m/s} \quad (4.59)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 723,327 \cdot \sin 14,551 = 181,734 \text{ m/s} \quad (4.60)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{321,15}{369,006} = 29,505^\circ \quad (4.61)$$

Pro kontrolu vypočteme Machovo číslo pro relativní rychlost w_1 .

$$Ma_{w_1} = \frac{w_1}{a_1} = \frac{369,006}{484,08} = 0,76 \quad (4.62)$$

Jelikož je $Ma_{w_1} < 1$ nebude docházet na vstupu do oběžné lopatkové řady k nadkritickému proudění. Dále vypočteme výstupní rychlostní trojúhelník z oběžné lopatkové řady. Z definice průtokového součinitele můžeme vypočítat velikost axiální složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola, která je rovna axiální složce rychlosti relativní.

$$c_{2a} = w_{2a} = \varphi \cdot u = 0,5 \cdot 378,973 = 189,487 \text{ m/s} \quad (4.63)$$

Dále vypočteme výkonový součinitel λ . Pro výpočet λ je potřeba znám entalpický spád na stupeň. Ten vypočteme z rozdílu hodnot entalpie na výstupu a na vstupu do stupně. Entalpii na výstupu ze stupně dopočteme ze známé energetických ztrát na satoru z_0 a ztráty na rotoru z_1 , kterou iteračně dopočteme z relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola.

$$\lambda = \frac{\Delta i^{ST}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{i_0 - i_2}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{881,195 - 619,766}{\frac{1}{2} \cdot 378,973^2} = 3,64 \quad (4.64)$$

Ze vztahu výkonového a průtokového součinitele pak vypočteme úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola.

$$\beta_2 = \arctan \left(\tan \alpha_1 - \frac{\lambda + 2}{2 \cdot \varphi} \right) = \arctan \left(\tan 14,551 - \frac{3,64 + 2}{2 \cdot 0,5} \right) = 150,784^\circ \quad (4.65)$$

Pomocí úhlu relativní rychlosti pak vypočteme relativní a absolutní rychlosti, jejich obvodové složky a úhel absolutní rychlosti α_2 .

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin(180 - \beta_2)} = \frac{189,487}{\sin(180 - 150,784)} = 388,205 \text{ m/s} \quad (4.66)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) = 388,205 \cdot \cos(180 - 150,784) = 338,818 \text{ m/s} \quad (4.67)$$

$$c_{2u} = u - w_{2u} = 378,973 - 338,818 = 40,155 \text{ m/s} \quad (4.68)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{189,487^2 + 40,155^2} = 193,695 \text{ m/s} \quad (4.69)$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} = \arccos \frac{40,155}{193,695} = 78,035^\circ \quad (4.70)$$

Dle [25] určíme rychlostní součinitel pro lopatky oběžné řady $\bar{\psi} = 0,92$. Pomocí tohoto součinitele určíme energetické ztráty na rotoru.

$$z_1 = \frac{\left(\frac{w_2}{\bar{\psi}}\right)^2}{2} \cdot (1 - \bar{\psi}^2) = \frac{\left(\frac{388,205}{0,92}\right)^2}{2} \cdot (1 - 0,92^2) = 13,674 \text{ kJ/kg} \quad (4.71)$$

Ze známých energetických ztrát v lopatkování pak určíme entalpii spalin na výstupu ze stupně.

$$i_2 = i_{2iz} + z_0 + z_1 = 565,229 + 40,863 + 13,674 = 619,766 \text{ kJ/kg} \quad (4.72)$$

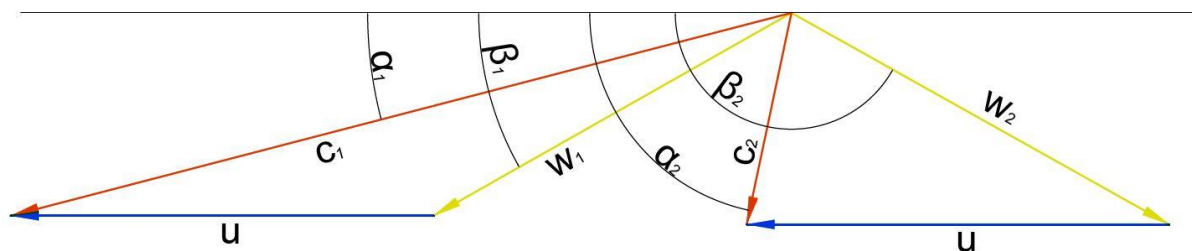
Z entalpie i_2 vypočteme teplotu $T_2 = 604,568 \text{ K}$ obdobným způsobem jako teplotu T_1 . Následně vypočteme rychlost zvuku v bodě dva a Machova čísla pro c_2 a w_2 .

$$a_2 = \sqrt{r \cdot \kappa \cdot T_2} = \sqrt{288,272 \cdot 1,34 \cdot 604,568} = 483,255 \text{ m/s} \quad (4.73)$$

$$Ma_{w_2} = \frac{w_2}{a_2} = \frac{388,205}{483,255} = 0,8 \quad (4.74)$$

$$Ma_{c_2} = \frac{c_2}{a_2} = \frac{193,695}{483,255} = 0,4 \quad (4.75)$$

Na výstupu z oběžné lopatkové řady tedy nebude docházet k nadkritickému proudění. Na obrázku 29 jsou vykresleny rychlostní trojúhelníky na výstupu z rozváděcí a oběžné řady.

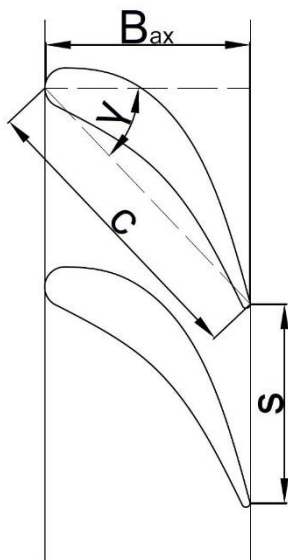


OBRAZEK 29 RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY REGULAČNÍHO STUPNĚ

Ze známých úhlů rychlostních trojúhelníků a Machových čísel jsou následně vybrány lopatkové profily z tabulky rovnotlakých profilů v [25]. Geometrické parametry profilů jsou zvoleny na základě doporučených optimálních rozsahů a jsou uvedeny v tabulce 20. Tyto parametry jsou znázorněny na obrázku 30.

TABULKA 20 GEOMETRICKÉ PARAMETRY PROFILŮ LOPATEK

	Profil statorové lopatky	Profil rotorové lopatky
Označení profilu	TS-3C	TR-3A
Poměrná rozteč lopatky s/c	0,75	0,64
Těžiska lopatky c [mm]	30	40
Úhel nastavení γ [°]	40	77



OBRAZEK 30 SCHEMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PROFILU S GEOMETRICKÝMI PARAMETRY [25]

Následně můžeme z poměrné rozteče lopatek vypočítat rozteč lopatek, ze které vypočteme počet lopatek řady. [25]

$$s^S = \frac{s}{c} \cdot c = 0,75 \cdot 30 = 22,5 \text{ mm} \quad (4.76)$$

$$s^R = \frac{s}{c} \cdot c = 0,64 \cdot 40 = 25,6 \text{ mm} \quad (4.77)$$

$$z^S = \frac{\pi \cdot D}{s^S} = \frac{\pi \cdot 0,121}{22,5 \cdot 10^{-3}} = 16,84 \quad (4.78)$$

$$z^R = \frac{\pi \cdot D}{s^R} = \frac{\pi \cdot 0,121}{25,6 \cdot 10^{-3}} = 14,8 \quad (4.79)$$

Po zaokrouhlení pak dostáváme skutečný počet lopatek $z^S = 17$ a $z^R = 15$. Ze zaokrouhleného počtu lopatek pak vypočteme skutečnou rozteč lopatek.

$$s_{skut}^S = \frac{\pi \cdot D}{z^S} = \frac{\pi \cdot 0,121}{17} = 22,29 \text{ mm} \quad (4.80)$$

$$s_{skut}^R = \frac{\pi \cdot D}{z^R} = \frac{\pi \cdot 0,121}{15} = 25,26 \text{ mm} \quad (4.81)$$

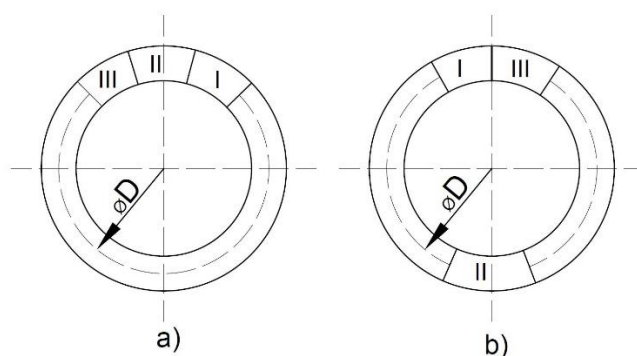
Pomocí úhlu nastavení pak vypočteme šířku lopatky v axiálním směru.

$$B_{ax}^S = c \cdot \cos \gamma = 30 \cdot \cos 40 = 22,981 \text{ mm} \quad (4.82)$$

$$B_{ax}^R = c \cdot \cos \gamma = 40 \cdot \cos 77 = 8,998 \text{ mm} \quad (4.83)$$

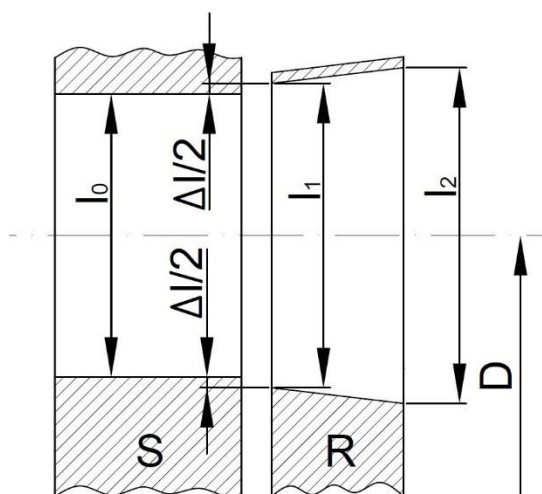
Dále je určena hodnota parciálního ostříku ε . Aby bylo dosaženo minimální doporučené délky statorové lopatky, je uvažováno, že každá dýzová skupina parciálního ostříku je složena pouze z jedné dýzy. Jsou zvoleny tři dýzové skupiny, které jsou seskupeny v jednom segmentu, viz obrázek 31. Hodnota parciálního ostříku je pak vypočtena z počtu lopatek statorové řady.

$$\varepsilon = \frac{3}{z^s} = \frac{3}{17} = 0,1765 \quad (4.84)$$



OBRÁZEK 31 USPOŘÁDÁNÍ DÝZ, A) JEDEN SEGMENT $z_{SEG}=1$, B) DVA SEGMENTY $z_{SEG}=2$ [25]

Následně určíme velikost plochy na vstupu do statorové řady a délku statorových lopatek, viz obrázek 32.



OBRÁZEK 32 SCHÉMATYCKÉ ZNÁZORNĚNÍ DÉLKY LOPATEK [25]

$$S_0 = \frac{4 \cdot m_{spal}}{\rho_1 \cdot c_{1a}} = \frac{4 \cdot 0,073}{1,576 \cdot 181,734} = 0,00102 \text{ m}^2 \quad (4.85)$$

$$l_0 = \frac{S_0}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon} = \frac{0,00102}{\pi \cdot 0,121 \cdot 0,1765} = 0,01526 \text{ m} = 15,26 \text{ mm} \quad (4.86)$$

Po zaokrouhlení pak dostáváme skutečnou délku lopatky $l_0 = 16 \text{ mm}$. Minimální doporučená délka lopatky je 12 mm, a tedy vypočtená délka lopatky vyhovuje. Dále vypočteme výstupní délku oběžné lopatky. K tomu potřebujeme znát hustotu v bodě 2, kterou vypočteme ze známých hodnot tlaku a teploty.

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} = \frac{0,242 \cdot 10^6}{288,272 \cdot 604,568} = 1,39 \text{ kg/m}^3 \quad (4.87)$$

$$S_2 = \frac{4 \cdot m_{spal}}{\rho_2 \cdot w_{2a}} = \frac{4 \cdot 0,073}{1,39 \cdot 189,487} = 0,00111 \text{ m}^2 \quad (4.88)$$

$$l_2 = \frac{S_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon} = \frac{0,00111}{\pi \cdot 0,121 \cdot 0,1765} = 0,01658 \text{ m} = 16,58 \text{ mm} \quad (4.89)$$

Zaokrouhlením na celé milimetry opět získáme skutečnou délku lopatky $l_2 = 17 \text{ mm}$. Vstupní délku oběžné lopatky pak vypočteme jako součet délky statorové lopatky a doporučeného přesahu lopatek Δl , viz obrázek 32. Přesah je zvolen 1 mm z doporučeného rozsahu 1 až 3 mm. [25]

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 15,26 + 1 = 16,26 \text{ mm} \quad (4.90)$$

Respektive po zaokrouhlení $l_1 = 17 \text{ mm}$. Následně vypočteme ztrátu výstupní rychlosti a obvodovou práci stupně. [25]

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{193,695^2}{2} = 18,759 \text{ kJ/kg} \quad (4.91)$$

$$a_u = \Delta i_{0iz}^{ST} - z_0 - z_1 - z_c = 318,262 - 40,863 - 13,674 - 18,759 = 244,966 \text{ kJ/kg} \quad (4.92)$$

Z obvodové práce vypočteme obvodovou účinnost stupně. [25]

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{244,966}{318,262} = 0,767 \quad (4.93)$$

Kde E_0 je celková využitelná energie na stupeň, která je rovna celkovému entalpickému spádu při izoentropické expanzi Δi_{0iz}^{ST} . Pro výpočet vnitřního výkonu stupně potřebujeme znát termodynamickou účinnost. Pro výpočet této účinnosti potřebujeme nejdříve vypočítat další ztráty ve stupni. První je ztráta ventilací disku ξ_{vent} . [25]

$$\xi_{vent} = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S_0} \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}}} \right)^3 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,121^2}{0,00102} \left(\frac{378,973}{\sqrt{2 \cdot 315,966 \cdot 10^3}} \right)^3 = 0,00093 \quad (4.94)$$

Kde $k_{tř}$ je součinitel tření disku. Jeho hodnota je zvolena z obvyklých hodnot $0,45 \cdot 10^{-3}$ až $0,8 \cdot 10^{-3}$. Dále je třeba vypočítat ztráty spojené s parciálním ostříkem. V první řadě je to ztráta ventilací neostříkнутých lopatek ξ_{el} . [24]

$$\xi_{el} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon - 0,5 \cdot \varepsilon_{kryt}}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}}} \right)^3$$

$$\xi_{el} = \frac{0,065}{\sin 14,551} \cdot \frac{1 - 0,1765 - 0,5 \cdot (1 - 0,1765)}{0,1765} \cdot \left(\frac{378,973}{\sqrt{2 \cdot 315,966 \cdot 10^3}} \right)^3 = 0,065 \quad (4.95)$$

Aby byla tato ztráta snížena je provedeno zakrytování neostříkнутé části lopatek oběžného kola, pak ε_{kryt} je poměrná délka krytu neostříkнутých lopatek. Dále vypočteme ztrátu na okrajích pásma ostříku ξ_{segm} . [24]

$$\xi_{segm} = k_{segm} \cdot \frac{c \cdot l_2}{S_0} \cdot \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}}} \cdot z_{segm} \cdot \eta_u = 0,25 \cdot \frac{0,04 \cdot 0,017}{0,00102} \cdot \frac{378,973}{\sqrt{2 \cdot 315,966 \cdot 10^3}} \cdot 1 \cdot 0,767 = 0,061 \quad (4.96)$$

Kde k_{segm} je součinitel, jehož hodnota se bere 0,25, c je tětiva lopatky rotorové řady a z_{segm} je počet segmentů parciálního ostříku po obvodu, viz obrázek 31. Vzhledem k délce lopatek a relativně velkému spádu na stupni je ztráta radiální mezerou vysoká. Z tohoto důvodu je u lopatek použita bandáž, díky které ztráta radiální mezerou výrazně klesne. [25]

$$\xi_{rad} = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D+l_0)}{S_0} = 0,000686 \cdot \sqrt{\frac{0,163}{1-0,05}} \cdot 0,767 \cdot \frac{\pi \cdot (0,121+0,016)}{0,00102} = 0,092 \quad (4.97)$$

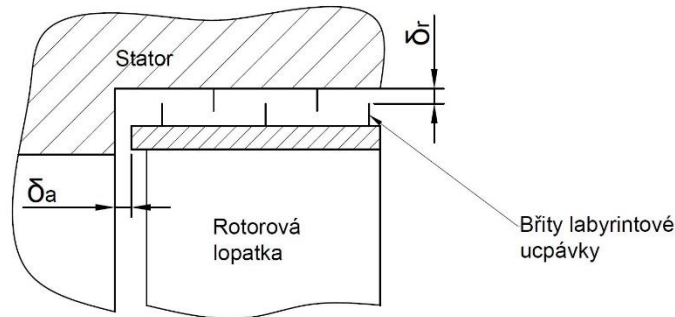
Kde ρ_s je stupeň reakce na špičce lopatky, který vypočteme z rovnice (4.98). [25]

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \frac{\frac{0,121}{0,017}}{1 + \frac{0,121}{0,017}} = 0,163 \quad (4.98)$$

Ekvivalentní vůle δ_{ekv} je vypočten z rovnice (4.99).

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,002^2}}} = 0,000686 \text{ m} \quad (4.99)$$

Kde δ_a a δ_r jsou zvolené vůle mezi státorem a rotorem a z_r je počet břitů labyrintové ucpávky na bandáži, viz obrázek 33.



OBRÁZEK 33 SCHÉMA BANDÁŽE LOPATKY [25]

Z těchto ztrát vypočteme termodynamickou účinnost stupně.

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_{vent} - \xi_{el} - \xi_{segm} - \xi_{rad}$$

$$\eta_{tdi} = 0,767 - 0,00093 - 0,065 - 0,061 - 0,092 = 0,55 \quad (4.100)$$

Pak můžeme vypočítat vnitřní výkon stupně.

$$P_i = 4 \cdot m_{spal} \cdot \Delta i_{iz}^{ST} \cdot \eta_{tdi} = 4 \cdot 0,073 \cdot 315,966 \cdot 0,55 = 50,8 \text{ kW} \quad (4.101)$$

4.2.2 Návrh druhého stupně

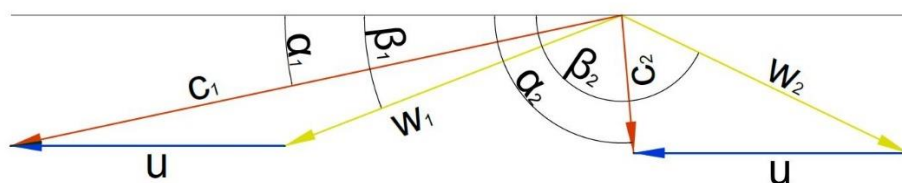
Druhý stupeň turboexpandéru je navrhován adekvátním postupem jako první stupeň. Oproti prvnímu stupni se ovšem nejedná o regulační stupeň, a tedy hodnota parciální ostřiku je $\varepsilon = 1$ neboli spaliny jsou omývány celý obvod. A tedy ztráty spojené s parciálním ostřikem odpadají. Vzhledem k nízkému poměru délky lopatek a středního průměru lopatkování D musíme ovšem vzít v úvahu ztrátu rozvějířením lopatkování. Tu vypočteme dle vztahu (4.102). Vstupní parametry spalin a rychlost spalin jsou rovny výstupním z prvního stupně. V tabulce 21 jsou uvedeny volené parametry stupně.

$$\xi_v = \left(\frac{l_{stř}}{D} \right)^2 = \left(\frac{\left(\frac{0,015+0,016+0,017}{3} \right)}{0,0705} \right)^2 = 0,0515 \quad (4.102)$$

TABULKA 21 VOLENÉ PARAMETRY DRUHÉHO STUPNĚ

Stupeň reakce ρ z lit. 0 až 0,25 [21]	0,02
Průtokový součinitel φ [21]	0,5
Tlakový součinitel Ψ [21]	5,1
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady α_{1p} [°]	13
Statický tlak na výstupu ze stupně p_2 [MPa]	0,101325

V tabulce 22 jsou uvedeny výsledky výpočtu druhého stupně. Hodnoty geometrických parametrů lopatek byly vybrány z tabulky profilů v [25]. Na obrázku 34 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky druhého stupně.



OBRAZEK 34 RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY DRUHÉHO STUPNĚ

TABULKA 22 TABELOVANÉ VÝSLEDKY VÝPOČTU DRUHÉHO STUPNĚ

Entalpický spád na stupeň při izoentropické expanzi, Δi_{iz}^{ST} [kJ/kg]	125,17	Relativní rychlost na výstupu z oběžné řady, w_2 [m/s]	256,285
Celkový entalpický spád na stupeň při izoentropické expanzi, Δi_{0iz}^{ST} [kJ/kg]	143,929	Úhel absolutní rychlosti c_2 , α_2 [°]	94,93
Rychlost odpovídající Δi_{0iz}^{ST} , c_{0iz} [m/s]	536,523	Úhel relativní rychlosti w_2 , β_2 [°]	154,39
Entalpický spád na rotor při izoentropické expanzi, Δi_{iz}^R [kJ/kg]	2,503	Machovo číslo rychlosti c_2 , Ma_{c2} [-]	0,26
Entalpický spád na stator při izoentropické expanzi, Δi_{iz}^S [kJ/kg]	122,666	Machovo číslo rychlosti w_2 , Ma_{w2} [-]	0,59
Entalpie v bodě 1 při izoentropické expanzi, i_{1iz} [kJ/kg]	497,1	Ztráta výstupní rychlostí z_c [kJ/kg]	6,181
Entalpie v bodě 1, i_1 [kJ/kg]	510,9	Střední průměr lopatkování D [m]	0,0705
Teplota v bodě 1, T_1 [K]	500,525	Výška rozváděcí lopatky l_0 [m]	0,015
Tlak v bodě 1, p_1 [MPa]	0,121	Výška oběžné lopatky na vstupu l_1 [m]	0,016
Hustota v bodě 1, ρ_1 [kg/m³]	0,838	Výška oběžné lopatky na výstupu l_2 [m]	0,017
Teplota v bodě 2 při izoentropické expanzi, T_{2iz} [K]	484,563	Obvodová práce stupně a_u [kJ/kg]	116,255
Entalpie v bodě 2 při izoentropické expanzi, i_{2iz} [kJ/kg]	494,596	Celková využitelná energie na stupeň E_0 [kJ/kg]	143,929
Entalpie v bodě 2, i_2 [kJ/kg]	502,3	Obvodová účinnost stupně η_u [-]	0,808
Tlak v bodě 2, p_2 [MPa]	0,101325	Tětiva profilu statorové lopatky c^S [m]	0,025
Teplota v bodě 2, T_2 [K]	492,11	Rozteč lopatek rozváděcí řady s_{skut}^S [m]	0,01846
Hustota v bodě 2, ρ_2 [kg/m³]	0,714	Počet lopatek rozváděcí řady z^S [-]	12
Rychlostní součinitel stator [25], $\bar{\varphi}$ [-]	0,95	Úhel nastavení statorové lopatky γ^S [°]	36
Energetické ztráty na statoru, z_0 [kJ/kg]	13,789	Axiální šířka statorové lopatky B_{ax}^S [m]	20,23
Rychlostní součinitel rotor [25], $\bar{\psi}$ [-]	0,9	Tětiva profilu rotorové lopatky c^R [m]	0,035
Energetické ztráty na rotoru, z_1 [kJ/kg]	7,703	Rozteč lopatek oběžné řady s_{skut}^R [m]	0,02215
Obvodová rychlost, u [m/s]	221,554	Počet lopatek oběžné řady z^R [-]	10
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí řady, c_1 [m/s]	505,245	Úhel nastavení rotorové lopatky γ^R [°]	76
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí řady, w_1 [m/s]	292,203	Axiální šířka rotorové lopatky B_{ax}^R [m]	8,47
Korigovaný úhel absolutní rychlosti c_1 , α_1 [°]	12,012	Ztráta ventilací disku ξ_{vent} [-]	0,000078
Úhel relativní rychlosti w_1 , β_1 [°]	21,09	Ztráta radiální mezerou ξ_{rad} [-]	0,0203
Machovo číslo rychlosti c_1 , Ma_{c1} [-]	1,15	Ztráta rozvějířením lopatek ξ_v [-]	0,0515
Machovo číslo rychlosti w_1 , Ma_{w1} [-]	0,66	Termodynamická účinnost stupně η_{tdi} [-]	0,736
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné řady, c_2 [m/s]	111,188	Vnitřní výkon stupně P_i [kW]	26,91

4.2.3 Pevnostní kontrola oběžných lopatek

Vzhledem k malým rozměrům oběžných kol je uvažováno, že oběžné kolo a lopatky jsou vyrobeny z jednoho kusu materiálu, a tedy odpadá závěs lopatek. Z pevnostního hlediska zůstává nejkritičtější místem patní řez oběžné lopatky. Výpočet namáhání oběžných lopatek je proveden dle [28]. Na lopatku v oběžném kole působí jednak síla od proudu páry a síla odstředivá. Lopatka je namáhána ohybem a tahem. U stupně s parciálním ostřikem působí největší síla na ostříknuté lopatky. Počet ostříknutých oběžných lopatek vypočteme dle

(4.103) a následně pak obvodovou složku síly dle (4.104). Výpočet je proveden pro návrhový stav turboexpandéru.

$$z_o^R = z^R \cdot \varepsilon = 15 \cdot 0,1765 = 2,65 \div 3 \quad (4.103)$$

$$F_u = \frac{m_{spal}}{z_o^R} \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{4 \cdot 0,073}{3} \cdot (700,124 - 40,155) = 64,27 \text{ N} \quad (4.104)$$

Axiální složka síly je vyvolána od proudu páry a vzhledem k tomu, že je na stupni zvolena mírná reakce, také od změny tlaků před a za oběžnou lopatkou. Axiální složku síly pak vypočteme následovně

$$F_a = \frac{m_{spal}}{z_o^R} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p \cdot l_2 \cdot s_{skut}^R$$

$$F_a = \frac{4 \cdot 0,073}{3} \cdot (181,735 - 189,487) + (0,276 - 0,242) \cdot 0,017 \cdot 0,02526$$

$$F_a = 13,49 \text{ N} \quad (4.105)$$

Výslednou sílu vypočteme dle Pythagorovy věty.

$$F = \sqrt{F_a^2 + F_u^2} = \sqrt{64,27^2 + 13,49^2} = 65,671 \text{ N} \quad (4.106)$$

Pro výpočet ohybového momentu musíme tuto sílu rozložit do hlavních os setrvačnosti. K tomu potřebujeme znát úhel odchylky momentu setrvačnosti. Vzhledem k tomu, že u zvoleného profilu tento úhel neznáme, je dle doporučení z literatury předpokládáno, že minimální moment setrvačnosti je rovnoběžný s tělovou osou a úhel odchylky je tedy nulový. Pak sílu ve směru osy maximálního momentu setrvačnosti vypočteme následovně

$$F' = F \cdot \cos \delta = 65,671 \cdot \cos 0 = 65,671 \text{ N} \quad (4.107)$$

Respektive síla ve směru osy minimálního momentu je nulová. Následně vypočteme maximální ohybový moment.

$$M_{max} = F' \cdot \frac{l_2}{2} = 65,671 \cdot \frac{0,017}{2} = 0,558 \text{ Nm} \quad (4.108)$$

Pro vybraný lopatkový profil byl zvolen průřezový modul v ohyb [25] $W_{min} = 0,894 \text{ cm}^3$. Ohybové namáhání lopatky je pak vypočteno následovně

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{min}} = \frac{0,558}{0,894} = 0,624 \text{ MPa} \quad (4.109)$$

Namáhání lopatek odstředivou silou je vypočteno na patním průřezu, kde bude tahové namáhání největší. Patní plocha lopatky je zvolena na základě vybraného profilu lopatky z [25] $S = 4,618 \text{ cm}^2$. Pro výpočet odstředivé síly listu lopatky potřebujeme znát materiál lopatky. Vzhledem k vysokým otáčkám stroje a relativně vysokému teplotnímu namáhání oběžných lopatek je dle [27] vybrána jako materiál lopatek niklová slitina Inconel 718 s hustotou 8200 kg/m^3 a mezí pevnosti $R_m = 1250 \text{ MPa}$ při teplotě 510 °C . [29]

$$O_l = \rho \cdot S \cdot l_2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega^2 = 8200 \cdot 4,618 \cdot 10^4 \cdot 0,017 \cdot \frac{0,121}{2} \cdot 6283,185^2 = 153287 \text{ N} \quad (4.110)$$

Kde úhlovou rychlost vypočteme z otáček turboexpandéru.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{60000}{60} = 6283,185 \text{ s}^{-1} \quad (4.111)$$

Vzhledem k tomu že je použita u lopatek bandáž je nutné vypočítat i odstředivou sílu bandáže na jednu lopatku. Šířka bandáže v axiálním směru je uvažována stejná jako šířka lopatky.

$$O_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_{ax}^R \cdot b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{z^R}$$
$$O_b = 8200 \cdot \pi \cdot 0,1396 \cdot 8,998 \cdot 0,002 \cdot \frac{0,1396}{2} \cdot 6283,185^2 \cdot \frac{1}{15} = 11894 \text{ N} \quad (4.112)$$

Kde D_b je průměr bandáže vypočtený dle rovnice (4.113) a b je výška bandáže zvolena 2 mm.

$$D_b = D + l_2 + b = 0,121 + 0,017 + 0,002 = 0,1396 \text{ m} \quad (4.113)$$

Výsledná síla od odstředivých sil

$$O = O_b + O_l = 153287 + 11894 = 165181 \text{ N} \quad (4.114)$$

Namáhání v tahu na patním řezu lopatky je pak rovno

$$\sigma_t = \frac{O}{S} = \frac{165181}{4,618 \cdot 10^{-4}} = 357,69 \text{ MPa} \quad (4.115)$$

Celkové namáhání pak vypočteme

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 2 \cdot 0,624 + 357,69 = 358,938 \text{ MPa} \quad (4.116)$$

Pro výpočet dovoleného namáhání materiálu je zvolena míra bezpečnosti 3. Pak dovolené namáhání vypočteme z meze pevnosti $\sigma_{dov} = 416 \text{ MPa}$. Celkové namáhání je nižší než dovolená mez a tedy lopatky splňují pevnostní podmínku. Pro druhý stupeň jsou výsledky pevnostního výpočtu uvedeny v tabulce 23, přičemž je pro druhý stupeň použit stejný materiál a výška bandáže je také uvažována stejná.

TABULKA 23 HODNOTY PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU OBĚŽNÝCH LOPATEK DRUHÉHO STUPNĚ

Průřezový modul v ohybu W_{min} [cm ³]	0,7313
Plocha patního řezu [cm ²]	4,283
Celková síla F [N]	16,37
Maximální ohybový moment M_{max} [Nm]	0,139
Ohybové namáhání σ_o [MPa]	0,19
Výsledná síla odstředivých sil O [N]	96601
Tahové namáhání v patním řezu σ_t [MPa]	225,546
Celkové namáhání σ_c [MPa]	225,926
Splnění pevnostní podmínky	ANO

4.2.4 Pevnostní kontrola hřídele

Z literatury [27] byl pro hřídel vybrán vhodný materiál a to ocel 1.6511. Hodnota meze kluzu $R_{p0,2}$ je 278 MPa při teplotě na vstupu do turboexpandéru. Pro zvolený průměr rotoru $d_{rot} = 10$ mm je provedena kontrola na krut. Krouticí moment vypočteme ze známého vnitřního výkonu soustrojí. [29]

$$M_K = \frac{\sum P_i}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{(50,8 + 26,91) \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{60000}{60}} = 12,37 \text{ Nm} \quad (4.117)$$

Následně vypočteme modul průřezu v krutu.

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_{rot}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,01^3}{16} = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (4.118)$$

Napětí v krutu na rotor je pak rovno

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{12,37}{19,6 \cdot 10^{-6}} = 62,98 \text{ MPa} \quad (4.119)$$

Pro tento materiál je zvolena míra bezpečnost 2, a tedy dovolené napětí v krutu je rovno polovině meze kluzu materiálu $\sigma_{dov} = 139$ MPa, Výsledné napětí je nižší než napětí dovolené, a tedy hřídel splňuje pevnostní podmínku.

4.2.5 Charakteristika turboexpandéru

V této části práce je vytvořena charakteristika turboexpandéru, tedy závislost vnitřního výkonu na klesajícím tlaku na vstupu do turboexpandéru. Vzhledem k nedostupnosti materiálu pro přesnější výpočet a po konzultaci s vedoucím práce, je uvažována konstantní hodnota termodynamická účinnost turboexpandéru s měnící se hodnotou tlaku na vstupu. Ta je vypočtena na základě spádů na jednotlivých stupních při výpočtovém stavu turboexpandéru.

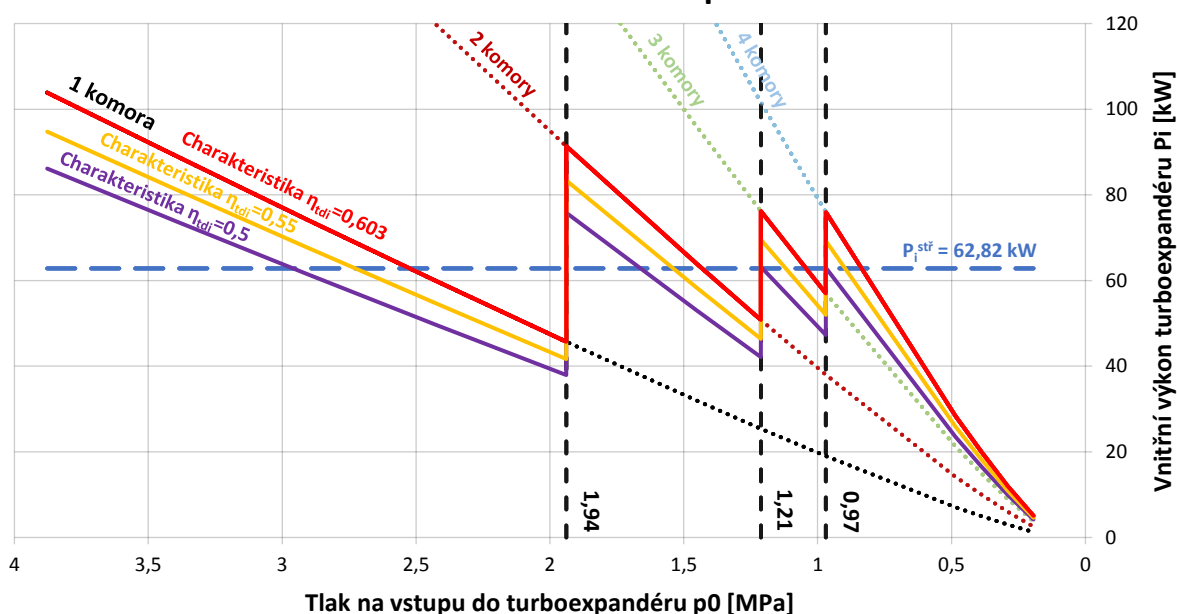
$$\eta_{tdi}^T = \frac{\sum \Delta i_{iz}^{ST} \cdot \eta_{tdi}}{\sum \Delta i_{iz}^{ST}} = \frac{315,966 \cdot 0,55 + 125,17 \cdot 0,736}{315,966 + 125,17} = 0,603 \quad (4.120)$$

Dále jsou vypočteny izoentropické spády na turboexpandéru při nenávrhových stavech. Nejdříve je vypočtena teplota T_{2iz} respektive entalpie i_{2iz} dle rovnic (4.32) a (4.33). Pak entalpický spád je roven rozdílu entalpie v bodě 0, která je uvažována pro všechny stavy konstantní, viz kapitola 4.1.3, a entalpie i_{2iz} . Následně je vypočten výkon pro jednotlivé tlakové úrovně dle rovnice (4.101). Kde hmotnostní toky spalin jednou komorou jsou uvedeny v tabulce 16. Při velkém poklesu tlaku dochází k zapálení další spalovací komory, a to při takové hodnotě tlaku, aby střední výkon turboexpandéru byl přibližně 60 kW. Hodnoty těchto veličin jsou uvedeny v tabulce 24. Ze známých hodnot vnitřních výkonů je v grafu 1 vytvořena charakteristika turboexpandéru. V grafu jsou zobrazeny křivky poklesu výkonu při konstantním počtu zapálených komor pro vypočtenou termodynamickou účinnost, dále pak tlakové úrovně, při kterých dochází ke zvýšení počtu zapálených komor a také střední výkon turboexpandéru při vypočtené účinnosti. Dále jsou v grafu uvedeny křivky charakteristik pro termodynamické účinnosti 0,55 a 0,5. A to vzhledem k očekávané změně účinnosti při změně tlaku na vstupu. Z grafu vidíme, že při zvýšení počtu zapálených komor dochází ke skokovému zvýšení výkonu turboexpandéru.

TABULKA 24 SPÁD, POČET ZAPÁLENÝCH KOMOR A VNITŘNÍ VÝKON

Statický tlak p_0 [MPa]	Entalpický spád při izentropickém ději Δi_{iz}^{ST} [kJ/kg]	Počet zapálených komor	Vnitřní výkon P_i [kW]
3,877	565,097	1	103,636
3,393	554,092	1	88,752
2,908	540,899	1	74,078
2,423	524,587	1	59,662
1,939	503,521	2	91,144
1,454	474,444	2	63,839
0,969	454,816	4	75,644
0,485	339,838	4	28,204
0,388	307,084	4	19,734
0,291	261,656	4	11,88
0,194	190,849	4	4,989

Charakteristika turboexpandéru



GRAF 1 CHARAKTERISTIKA TURBOEXPANDÉRU

Pro výpočet středního výkonu turboexpandéru potřebujeme znát rovnice křivek při konstantním počtu spalovacích komor. Každá křivka je proložena polynomem druhého řádu. Z těchto polynomů je vypočtena plocha pod křivkou, ze které je vypočtena hodnota středního výkonu. Rovnice polynomu jsou uvedeny v tabulce 25.

$$P_i^{stř} = \frac{\sum_{i=1}^4 \int_{p_{0min_i}}^{p_{0max_i}} f_i(p_0)}{p_{max} - p_{min}} = 62,82 \text{ kW} \quad (4.121)$$

TABULKA 25 ROVNICE POLYNOMU KŘIVEK KONST. POČTU KOMOR

Počet komor	Rovnice polynomu
1	$1,1505 \cdot x^2 + 22,166 \cdot x - 3,8874$
2	$2,3009 \cdot x^2 + 44,332 \cdot x - 7,7749$
3	$3,4514 \cdot x^2 + 66,497 \cdot x - 11,662$
4	$4,6018 \cdot x^2 + 88,663 \cdot x - 15,55$

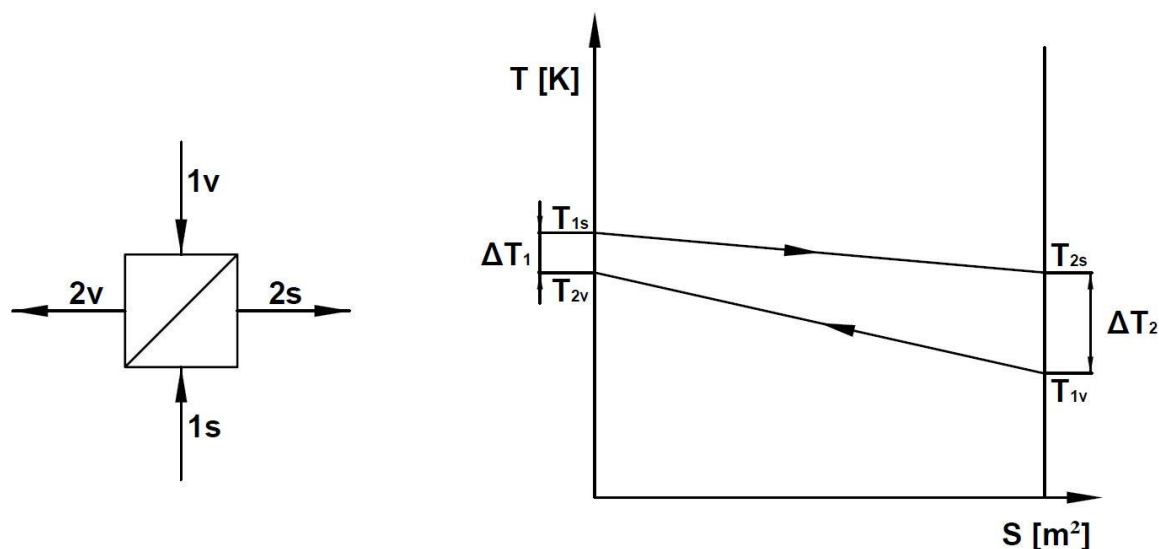
4.3 Termická účinnost oběhu

Pro výpočet termické účinnosti oběhu je nutné znát svorkový výkon soustrojí P_{sv} . Pro výpočet tohoto výkonu potřebujeme znát mechanickou účinnost a účinnost alternátoru. Soustrojí je navrženo bez převodovky, a tedy mechanická účinnost je dle literatury odhadnuta na $\eta_{mech} = 0,99$. Účinnost elektrického alternátoru je odhadnuta na hodnotu $\eta_{gen} = 0,95$. Ze znalosti těchto účinností pak můžeme vypočítat termickou účinnost pro návrhový stav turboexpandéru.

$$\eta_t = \frac{\eta_{mech} \cdot \eta_{gen} \cdot \sum P_i}{m_{pal} \cdot Q_i^r} = \frac{0,99 \cdot 0,95 \cdot (26,91 \cdot 10^3 + 50,8 \cdot 10^3)}{4 \cdot 0,001 \cdot 43,5 \cdot 10^6} = 0,42 \quad (4.122)$$

4.4 Návrh regeneračního výměníku

Regenerační výměník se do oběhu přidává za účelem využití tepla spalin jdoucího z výfuku turbíny na ohřev spalovacího vzduchu. Tímto opatřením dochází ke snížení spotřeby paliva, a tedy zvýšení termické účinnosti. Pro tento oběh byl zvolen protiproudý deskový výměník. Na obrázku 35 je znázorněno funkční schéma výměníku a průběh teplot v protiproudém výměníku. Výměník je navrhován na stejné tlakové úrovni jako turboexpandér. V tabulce 26 jsou uvedeny parametry vzduchu, které jsou brány ze stavu před spalovací komorou, a spalin, které uvažujeme stejné jako na výstupu z turboexpandéru, na vstupu do výměníku. Vzhledem k podobnosti složení spalin a vzduchu jsou hodnoty tepelné vodivosti λ , kinematické viskozity ν a Prandtlova čísla Pr spalin uvažovány stejné jako pro vzduch o příslušné teplotě. [23]



OBRAZEK 35 FUNKČNÍ SCHÉMA A SCHÉMA PRŮBĚHU TEPLŮ PRO PROTIPROUDÝ VÝMĚNÍK; 1 – VSTUP DO VÝMĚNÍKU, 2 – VÝSTUP Z VÝMĚNÍKU, S – SPALINY, V – VZDUCH

TABULKA 26 VLASTNOSTI SPALIN A VZDUCHU NA VSTUPU DO VÝMĚNÍKU

	Spaliny (s)	Vzduch (v)
Teplota T_1 [K]	492,11	287,404
Tepelná vodivost λ [W/m.K]	0,03698	0,02489
Kinematická viskozita ν [m ² .s ⁻¹]	35,82·10 ⁻⁶	15,2·10 ⁻⁶
Prandtlův číslo Pr	0,722	0,722
Hmotnostní tok \dot{m} [kg/s] (jednou komorou)	0,0487	0,048
Rychlost c [m/s]	111,188	38,682

U protiproudého výměníku lze teoreticky dosáhnout maximálního součinitele efektivnosti $\varepsilon_{max} = 1$, což ovšem vede k nekonečně velké přestupní ploše. Reálně lze dosáhnout součinitele efektivnosti $\varepsilon = 0,7$ až $0,8$. Pro tento výměník je zvolen součinitele efektivnosti $0,8$. Součinitel efektivnosti je definován jako poměr reálného tepelného toku k maximálnímu tepelnému toku. Pomocí součinitele efektivnosti pak můžeme spočítat teplotu spalin a vzduchu na výstupu z výměníku. [21]

$$T_{2v} = \frac{c_{p,v}^{max}}{c_{p,v}} \cdot \varepsilon \cdot (T_{1s} - T_{1v}) + T_{1v}$$

$$T_{2v} = \frac{1,01}{1,009} \cdot 0,8 \cdot (492,11 - 287,404) + 287,404 = 451,549 \text{ K} \quad (4.123)$$

$$T_{2s} = T_{1s} - \frac{c_{p,s}^{max}}{c_{p,s}} \cdot \varepsilon \cdot (T_{1s} - T_{1v})$$

$$T_{2s} = 492,11 - \frac{1,033}{1,036} \cdot 0,8 \cdot (492,11 - 287,404) = 328,87 \text{ K} \quad (4.124)$$

Kde měrné tepelné kapacity jsou vypočteny dle přílohy 1 a 2 pro střední teplotu z daného teplotního rozdílu. Z teploty vzduchu T_{2v} pak určíme entalpii vzduchu na výstupu z výměníku dle přílohy 1, kterou uvažujeme rovnou entalpii vzduchu na vstupu do spalovací komory $i_{2v} = 438,22$ kJ/kg. Z energetické bilance spalovací komory pak vypočteme hmotnostní tok paliva při využití regenerace, při zachování stejné výstupní entalpie spalin.

$$m_{pal} = m_{vzd} \cdot \frac{(i_{2v} - i_{spal})}{(i_{spal} - Q_i^r)} = 4 \cdot 0,072 \cdot \frac{(453,51 \cdot 10^3 - 881,195 \cdot 10^3)}{(881,195 \cdot 10^3 - 43,5 \cdot 10^6)} = 0,000723 \text{ kg/s} \quad (4.125)$$

Pokles hmotnostního toku paliva vede i k poklesu hmotnostního toku spalin, a tedy poklesu výkonu turbíny.

$$P_{sv} = \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} \cdot \sum P_i = 0,99 \cdot 0,95 \cdot (50,43 + 26,71) = 72,56 \text{ kW} \quad (4.126)$$

Z těchto hodnot vypočteme termickou účinnost oběhu při využití regenerace.

$$\eta_t = \frac{P_{sv}}{m_{pal} \cdot Q_i^r} = \frac{72,56 \cdot 10^3}{0,000723 \cdot 43,5 \cdot 10^6} = 0,58 \quad (4.127)$$

Porovnáním termické účinnosti bez využití regenerace, která je 42 % a s regenerací vidíme, že nárůst účinnosti je výrazný a to 16 %. Pro výpočet teplosměnné plochy výměníku potřebujeme vypočítat tepelný tok stěnou Q , součinitel prostupu tepla k a střední logaritmický

teplotní spád ΔT_{ln} . Tepelný tok stěnou výměníku vypočteme z rovnice energetické bilance výměníku. [26]

$$Q = m_{vzd} \cdot c_{p,v} \cdot (T_{2v} - T_{1v}) = m_{spal} \cdot c_{p,s} \cdot (T_{2s} - T_{1s})$$

$$Q = 4 \cdot 0,072 \cdot 1,009 \cdot (451,549 - 287,404) = 47,743 \text{ kJ/s} \quad (4.128)$$

Dále vypočteme logaritmický teplotní spád. [26]

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{1s} - T_{2v}) - (T_{2s} - T_{1v})}{\ln \frac{(T_{1s} - T_{2v})}{(T_{2s} - T_{1v})}} = \frac{(492,11 - 451,549) - (328,87 - 287,404)}{\ln \frac{(492,11 - 451,549)}{(328,87 - 287,404)}} = 41,012 \text{ K} \quad (4.129)$$

Pro výpočet součinitele prostupu tepla potřebujeme znát součinitele přestupu tepla α na straně vzduchu a spalín. Pro jeho výpočet potřebujeme nejdříve vypočítat Reynoldsovo číslo.

$$Re_s = \frac{c_s \cdot L}{\nu_s} = \frac{111,188 \cdot 0,742}{35,82 \cdot 10^{-6}} = 2304315 \quad (4.130)$$

$$Re_v = \frac{c_v \cdot L}{\nu_v} = \frac{38,682 \cdot 0,742}{15,2 \cdot 10^{-6}} = 1889186 \quad (4.131)$$

Kde L je rozměr plochy ve směru obtékání a je zvolen na 0,742 m. Tato hodnota je dána zástavbovými rozměry soustrojí. Při obtékání rovinné plochy dochází k přechodu z laminárního proudění na proudění turbulentní při hodnotě Reynoldsova čísla $5 \cdot 10^5$. Jak pro spaliny, tak i pro vzduch je Reynoldsovo číslo vyšší než daná mez a tedy dochází zde k turbulentnímu proudění. [26]

$$Nu_s = 0,037 \cdot Re_s^{4/5} \cdot Pr_s^{1/3} = 0,037 \cdot 2304315^{4/5} \cdot 0,722^{1/2} = 4084 \quad (4.132)$$

$$Nu_v = 0,037 \cdot Re_v^{4/5} \cdot Pr_v^{1/3} = 0,037 \cdot 1889186^{4/5} \cdot 0,722^{1/2} = 3484 \quad (4.133)$$

Z Nusseltova čísla vypočteme součinitel přestupu tepla.

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{L} = \frac{4084 \cdot 0,03698}{0,742} = 203,441 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4.134)$$

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \cdot \lambda_v}{L} = \frac{3484 \cdot 0,02489}{0,742} = 116,81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4.135)$$

Součinitel prostupu tepla vypočteme jako součet odporů přenosu tepla konvekcí na straně spalín a vzduchu a přenosu tepla vedením stěnou výměníku. Vzhledem k tomu, že odpor vedení stěnou je řádově menší, je v tomto výpočtu zanedbán. [26]

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_v} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{203,441} + \frac{1}{116,81} \right)^{-1} = 74,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4.136)$$

Následně určíme velikost teplosměnné plochy.

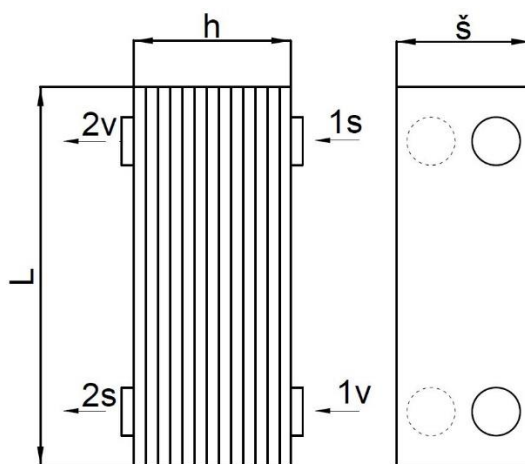
$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{47,743 \cdot 10^3}{74,2 \cdot 41,012} = 15,688 \text{ m}^2 \quad (4.137)$$

Ze zástavbových rozměrů soustrojí získáme šířku teplosměnné plochy $\check{s} = 218,27$ mm. Pak z této hodnoty a rozměru L vypočteme plochu jedné desky a následně celkový počet desek výměníku.

$$n = \frac{S}{\check{s} \cdot L} = \frac{15,688}{0,21827 \cdot 0,742} = 96,8 \quad (4.138)$$

Po zaokrouhlení dostáváme skutečný počet desek $n = 97$. Tloušťka desky je uvažována 0,5 mm a výška kanálu mezi deskami 1 mm. Z těchto hodnot pak vypočteme výšku výměníku. Rozměry výměníku jsou znázorněny na obrázku 36.

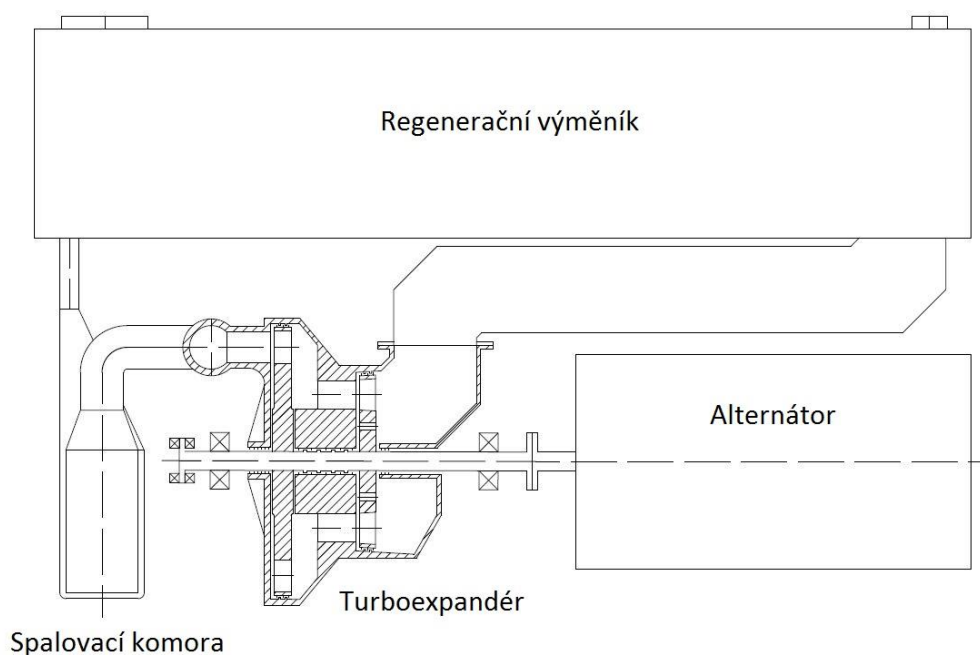
$$h = (n + 2) \cdot 1 + (n + 1) \cdot 0,5 = (97 + 2) \cdot 0,5 + (97 + 1) \cdot 1 = 147,5 \text{ mm} \quad (4.139)$$



OBRÁZEK 36 SCHÉMATICKÉ ZOBRAZENÍ DESKOVÉHO VÝMĚNÍKU

5 Zástavbové rozměry soustrojí

Na základě vypočtených geometrických parametrů dílů je navrženo uspořádání soustrojí. Navržené uspořádání je zobrazeno na obrázku 37. Cílem tohoto uspořádání jsou malé zástavbové rozměry. Největším dílem celé sestavy je regenerační výměník, jehož rozměry jsou dány ostatními díly sestavy. Šířka regeneračního výměníku je dána šířkou spalovací komory a délka je dána délkou za sebou řazené spalovací komory, turboexpandéru a alternátoru. Nevýhodou vertikálního umístění spalovací komory je ohyb proudu spalin na výstupu, což může vést k turbulenci proudu spalin na vstupu do turboexpandéru. Na druhou stranu ovšem je díky tomuto uspořádání dosaženo menší délky celého soustrojí. Rozměry soustrojí jsou 494,4 x 341,45 x 218,27 mm. Náčrty turboexpandéru, spalovací komory a navržené sestavy jsou uvedeny v příloze 3, 4 a 5.



OBRÁZEK 37 NÁKRES NAVRŽENÉHO SOUSTROJÍ

Následně jsou určeny rozměry tlakových lahví na vzduch. Při ekonomickém rozboru bylo určeno množství vzduchu potřebného pro dodání požadované elektrické energie při odhadnuté svorkové účinnosti turboexpandéru 75 %. Výpočtem byla ovšem zjištěna nižší spojková účinnost turboexpandéru a to 59,7 %. Tato účinnost je vypočtena jako součin termodynamické účinnosti turboexpandéru a odhadnuté mechanické účinnosti. Pak objem vzduchu, při stlačení 4 MPa a vypočtené účinnosti, je 7,04 m³ pro městský provoz, respektive 21,12 m³ pro meziměstský provoz. Autobus SOR EBN 11 měří na délku 11,1 m, na šířku 2,525 m a na výšku 2,92 m. Pro městský provoz by bylo možné umístit nádobu na vzduch na zadní stěnu autobusu. Pokud bychom využili celou plochu zadní stěny, byli by rozměry tlakové nádoby 2,525 x 2,92 x 0,95 m. Pro meziměstský provoz by nádoba při umístění na zadní stěně autobusu měla nádoba délku téměř tři metry, čímž by celková délka autobusu narostla přibližně o pětinu. Vhodnější umístění je na střeše autobusu, kdy při využití celé plochy střechy by měla nádoba rozměry 2,525 x 11,1 x 0,75 m.

6 Závěr

Diplomová práce pojednává o využití turbínového pohonu pro pohon dobíjecí jednotky elektrobuse SOR EBN. Parametry tohoto elektrobuse jsou uvedeny v úvodu. V první části práce je provedeno seznámení s problematikou spalovací turbíny. Dále je provedena rešerše možností dobíjení elektrických vozidel během jízdy. Z rešerše plyne, že nejvíce jsou pro tento účel využívány spalovací motory, dále pak také palivové články a spalovací turbíny. Na základě této rešerše jsou vybrány dvě varianty pro výpočet ekonomiky provozu.

První varianta pro výpočet ekonomiky provozu je varianta s využitím tzv. mikroturbíny pro dobíjení akumulátorů. Mikroturbína je spalovací turbína s výkonem do 500 kW. Druhou variantou je využití turboexpandéru, což je spalovací turbína bez kompresorové části, kde stlačený vzduch je uchováván v tlakových lahvích. Kapacita akumulátorů autobusu SOR EBN je 172 kWh v rámci ekonomiky provozu jsou počítány dvě varianty, a to varianta pro městský provoz, u které je uvažováno, že dobíjecí jednotka musí zdvojnásobit dojezd autobusu, a varianta pro meziměstský provoz, kdy musí dobíjecí jednotka zvýšit dojezd čtyřikrát. Z výpočtů plyne že cena energií pro výrobu 1 kWh elektrické energie je u varianty s mikroturbínou 6,6 Kč a u varianty s turboexpandérem 4 Kč. Tedy provoz turboexpandéru je zhruba o 40 % výhodnější. U turboexpandéru je uvažována účinnost na spoje 75 %.

Na základě ekonomického rozboru provozu byla pro termodynamický návrh vybrána varianta s turboexpandérem. Specifickou vlastností této varianty je pokles tlaku spalin na vstupu do expandéru vlivem odtoku vzduchu. S klesajícím tlakem klesá také tok spalin a tedy výkon turboexpandéru. Aby byl trend poklesu výkonu částečně potlačen, je navrženo využití čtyř spalovacích komor. S klesajícím tlakem pak dochází k postupnému zapálení komor, čímž se kompenzuje pokles tlaku a dochází ke zvýšení výkonu. Z průběhu poklesu výkonu a tlaku je vytvořena charakteristika turboexpandéru, která je zobrazena v grafu 1. Vzhledem k požadavkům problému je vybrána protiproudá koncepce spalovací komory typu CAN. Turboexpandér je navržen jako axiální rovnotlaká dvoustupňová turbína s parciálním ostřikem. Koncepce turboexpandéru byla vybrána vzhledem k relativně velkému entalpickému spádu, malému průtoku spalin a relativně velké změně objemového průtoku vlivem změny počtu zapálených spalovacích komor. Termodynamická účinnost navrženého turboexpandéru je 60 % a termická účinnost oběhu je 42 %. Pro zvýšení účinnosti oběhu je za turboexpandér zařazen regenerační výměník, díky kterému termická účinnost oběhu vzroste na 57 %. Regenerační výměník je navržen jako deskový výměník s protiproudým tokem médií. Vzhledem k tomu, že vypočtená účinnost turboexpandéru je nižší než účinnost uvažovaná v ekonomickém rozboru, vzrostla cena energií na výrobu 1 kWh elektrické energie na 4,8 Kč. Z čehož plyne, že i při nižší účinnosti, je turboexpandér stále výhodnější než varianta s mikroturbínou. Na druhou stranu ovšem vlivem poklesu účinnosti vzrostl objem vzduchu potřebného pro výrobu daného množství elektrické energie a tedy i objem tlakových lahví. V poslední části práce je navrženo uspořádání soustrojí a rozměry soustrojí. V příloze jsou pak přiloženy nákresy spalovací komory, turboexpandéru a sestavy soustrojí.

Na závěr můžeme říci, že využití turboexpandéru pro pohon dobíjecí jednotky elektrobuse má výhodu z pohledu ekonomiky provozu, oproti mikroturbíně. Zástavbové rozměry samotného soustrojí jsou relativně malé, ovšem rozměry tlakových nádob na vzduch jsou značné a tedy celkový zastavěný objem je výrazně větší než u varianty s mikroturbínou.

Seznam literatury

- [1] SOR [online]. Libchavy [cit. 2017-01-23]. Dostupné z: <http://www.sor.cz/site/download/SOR-listy-CZ-1427718666.pdf>
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, 2006-11, [last updated 2015-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>. English version: Heat cycles and their realizations. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html.
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Energetické bilance lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-10, [last updated 2015-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/energeticke-bilance-lopatkovych-stroju.html>. English version: Energy balances of turbomachines. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_energeticke-bilance-lopatkovych-stroju.html.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj, *Transformační technologie*, 2009-08, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/lopatkovy-stroj.html>. English version: Turbomachine. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_lopatkovy-stroj.html.
- [5] VLK, František. Alternativní pohony motorových vozidel. *Soudní inženýrství* [online]. Brno, 2004, **15**(4), 212-224 [cit. 2017-01-17]. Dostupné z: <http://www.sinz.cz>
- [6] Mercedes-Benz Citaro G BlueTec Hybrid [online]. Stuttgart: Daimler, 2007 [cit. 2017-01-17]. Dostupné z: <http://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Mercedes-Benz-Citaro-G-BlueTec-Hybrid.xhtml>
- [7] Nikola Motor Company [online]. Salt Lake City: Nikola Motor Company, 2016 [cit. 2017-01-16]. Dostupné z: <https://nikolamotor.com>
- [8] Solární energie [online]. Brno: ČEZ, 2006 [cit. 2017-01-16]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/microsites/solarni/solar.htm>
- [9] New Solar Car Concept Shines at Electronics, Cars Shows [online]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2014 [cit. 2017-01-16]. Dostupné z: <http://www.news.gatech.edu/2014/01/15/new-solar-car-concept-shines-electronics-cars-shows>
- [10] LET THE SUN IN: FORD C-MAX SOLAR ENERGI CONCEPT [online]. Atlanta: Ford, 2014 [cit. 2017-01-16]. Dostupné z: <https://media.ford.com/content/fordmedia/fna/us/en/news/2014/01/02/let-the-sun-in--ford-c-max-solar-energi-concept-goes-off-the-gri.html>
- [11] Capstone Turbine Corporation [online]. Chatsworth: Capstone, 2017 [cit. 2017-01-17]. Dostupné z: <https://www.capstoneturbine.com>
- [12] Jaguar unveils stunning C-X75 concept four-wheel drive electric supercar. *New Atlas* [online]. 2010 [cit. 2017-01-23]. Dostupné z: <http://newatlas.com/jaguar-c-x75-concept-four-wheel-drive-electric-supercar/16518/>

- [13] Mack showcases turbine-powered electric garbage truck. *New Atlas* [online]. 2016 [cit. 2017-01-18]. Dostupné z: <http://newatlas.com/mack-wrightspeed-turbine-garbage-truck/43783/>
- [14] Delta Motorsport launches gas turbine range extender. *The Engineer* [online]. 2016 [cit. 2017-01-23]. Dostupné z: <https://www.theengineer.co.uk/delta-motorsport-launches-gas-turbine-range-extender/>
- [15] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory spalovacích turbin*. Brno: Galant, 2007. ISBN 978-80-239-6657-2.
- [16] ŠKORPÍK, Jiří. Plynová turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2016-06]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/plynova-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [17] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/23.html>. English version: Heat turbines and turbocompressors. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_23.html.
- [18] CNG [online]. [cit. 2017-02-12]. Dostupné z: <http://www.cng.cz>
- [19] Spalovací vlastnosti ZP (I). *Tzb-info* [online]. 2004 [cit. 2017-02-13]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/1963-spalovaci-vlastnosti-zp-i>
- [20] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Rektorát vysokého učení technického v Brně, 1990. ISBN 80-214-0160-5.
- [21] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*. 2., zcela přeprac. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980. DT 621.438.
- [22] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva*. Praha: Grada, 2005. ISBN 80-247-0350-5.
- [23] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [24] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [25] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [26] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [27] GIAMPAOLO, Tony. *Gas turbine handbook: principles and practice*. 4th ed. Lilburn ;; Fairmont Press, c2009. ISBN 978-1-4398-0191-8.

[28] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-704-3256-X.

[29] *Total Materia* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: www.totalmateria.com

Seznam symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A	práce	[kJ]
a	měrná práce, rychlost zvuku	[kJ/kg], [m/s]
B	axiální šířka	[m]
c	absolutní rychlost, těživa	[m/s], [m]
c_p, c_v	měrná tepelná kapacita při konst. tlaku a objemu	[kJ/kg·K]
D	průměr	[m]
d	průměr	[m]
E	energie	[kJ]
e	expanzní poměr	[-]
F	síla	[N]
f	palivový poměr	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
H	výška	[m]
i	měrná entalpie	[kJ/kg]
k	součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
L	délka	[m]
l	délka lopatky	[m]
M	molární hmotnost, moment	[kg/kmol], [Nm]
Ma	Machovo číslo	[-]
m	hmotnostní tok	[kg/s]
Nu	Nusseltova číslo	[-]
n	otáčky	[min ⁻¹]
O	odstředivá síla	[N]
P	výkon	[kW]
Pr	Prandltovo číslo	[-]
p	tlak	[Pa]
Q	teplo, tepelný tok	[kJ], [kJ/s]
Q_i^r	výhřevnost	[MJ/kg]
q	měrné teplo, měrný tepelný tok	[kJ/kg], [kJ/kg·s]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
r	plynová konstanta	[J/kg·K]
S	plocha	[m ²]
s	měrná entropie, rozteč lopatek	[kJ/kg·K], [m]
T	teplota	[K]
u	obvodová rychlost	[m/s]
V	objem, objemový tok	[m ³], [m ³ /s]
v	měrný objem	[m ³ /kg]
W	průřezový modul	[m ³]
w	relativní rychlost	[m/s]
x	rychlostní poměr	[-]
z	počet lopatek	[-]
α	součinitel přebytku vzduchu, úhel abs. rychlosti, součinitel přestupu tepla	[-], [°], [W/m ² ·K]
β	úhel relativní rychlosti	[°]
γ	úhel nastavení	[°]
δ	vůle	[m]

ε	tlakový poměr, parciální ostřík	[-], [-]
κ	Poissonova konstanta	[-]
λ	výkonový součinitel, tepelná vodivost	[-], [W/m·K]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]
ξ	poměrné ztráty	[-]
ρ	hustota, stupeň reakce	[kg/m ³], [-]
σ	hmotnostní koncentrace, napětí	[kg/kg], [Pa]
τ	napětí	[Pa]
φ	průtokový součinitel	[-]
φ^-	rychlostní součinitel pro dýzu	[-]
ψ	tlakový součinitel	[-]
ψ^-	rychlostní součinitel pro oběžné lopatky	[-]
ω	úhlová rychlost	[s ⁻¹]

Idnex	Název
c	celkový stav
el	elektrický
i	vnitřní
iz	izentropický děj
K	kompresor
pal	palivo
pla	plamenec
pol	polytropický děj
SK	spalovací komora
sp	na spojce
spal	spaliny
stech	stechiometrický
T	turbína
tdi	termodynamický
u	obvodová
vzd	vzduch

Seznam příloh

Příloha 1: Vzorce a tabulky koeficientů pro výpočet vlastností vzduch a složek spalín [20]

Příloha 2: Vlastnosti argonu

Příloha 3: Turboexpandér

Příloha 4: Spalovací komora

Příloha 5: Sestava

Přílohy

Příloha 1: Vzorce a tabulky koeficientů pro výpočet vlastností vzduch a složek spalin [20]

$$i = \sum_{j=0}^n a_j \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^j + b \cdot \ln\left(\frac{T}{1000}\right)$$

$$c_p = \sum_{j=0}^n a_j \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^j$$

$$c_v = \sum_{j=0}^n a_j \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^j$$

TABULKA 27 TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET VLASTNOSTÍ VZDUCHU

Entalpie i		Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku c_p		Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu c_v	
j	a_j	j	a_j	j	a_j
0	-1.87E+00	0	1.02E+00	0	7.30E-01
1	1.02E+03	1	-5.56E-02	1	-6.69E-02
2	-2.78E+01	2	-4.14E-01	2	-3.63E-01
3	-1.38E+02	3	2.38E+00	3	2.28E+00
4	5.94E+02	4	-3.39E+00	4	-3.29E+00
5	-6.78E+02	5	2.24E+00	5	2.19E+00
6	3.73E+02	6	-7.22E-01	6	-7.08E-01
7	-1.03E+02	7	9.20E-02	7	9.06E-02
8	1.15E+01				

TABULKA 28 TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET VLASTNOSTÍ KYSLÍKU O₂

Entalpie i		Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku c_p		Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu c_v	
j	a_j	j	a_j	j	a_j
0	-9.38E+00	0	1.03E+00	0	7.77E-01
1	1.03E+03	1	-1.31E+00	1	-1.36E+00
2	-6.54E+02	2	4.63E+00	2	4.84E+00
3	1.54E+03	3	-6.41E+00	3	-6.88E+00
4	-1.60E+03	4	4.54E+00	4	5.10E+00
5	9.09E+02	5	-1.63E+00	5	-2.00E+00
6	-2.72E+02	6	2.37E-01	6	3.61E-01
7	3.38E+01			7	-1.72E-02

TABULKA 29 TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET VLASTNOSTÍ DUSÍKU N₂

Entalpie i		Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku c_p		Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu c_v	
j	a_j	j	a_j	j	a_j
0	9.09E-01	0	1.01E+00	0	7.12E-01
1	1.01E+03	1	4.53E-01	1	4.67E-01
2	2.27E+02	2	-2.58E+00	2	-2.63E+00
3	-8.62E+02	3	6.62E+00	3	6.70E+00
4	1.65E+03	4	-7.87E+00	4	-7.95E+00
5	-1.57E+03	5	4.90E+00	5	4.95E+00
6	8.17E+02	6	-1.56E+00	6	-1.58E+00
7	-2.23E+02	7	2.02E-01	7	2.04E-01
8	2.53E+01				

TABULKA 30 TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET VLASTNOSTÍ OXIDU UHLÍČITÉHO CO₂

Entalpie i		Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku c _p		Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu c _v	
j	a _j	j	a _j	j	a _j
0	1.93E+01	0	4.01E-01	0	2.11E-01
1	4.01E+02	1	2.13E+00	1	2.14E+00
2	1.06E+03	2	-2.96E+00	2	-2.99E+00
3	-9.87E+02	3	3.50E+00	3	3.56E+00
4	8.75E+02	4	-3.18E+00	4	-3.25E+00
5	-6.36E+02	5	1.89E+00	5	1.93E+00
6	3.15E+02	6	-6.27E-01	6	-6.41E-01
7	-8.95E+01	7	8.70E-02	7	8.90E-02
8	1.09E+01				

TABULKA 31 TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET VLASTNOSTÍ VODNÍ PÁRY H₂O

Entalpie i		Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku c _p		Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu c _v	
j	a _j	j	a _j	j	a _j
0	1.12E+02	-1	4.06E-02	0	1.55E+00
1	1.55E+03	0	1.55E+00	1	-1.62E+00
2	2.34E+02	1	4.69E-01	2	5.68E+00
3	2.22E+02	2	6.65E-01	3	-7.91E+00
4	-2.23E+02	3	-8.93E-01	4	6.65E+00
5	1.51E+02	4	7.57E-01	5	-3.30E+00
6	-5.99E+01	5	-3.59E-01	6	8.68E-01
7	9.43E+00	6	6.60E-02	7	-9.24E-02
	b				
	4.06E+01				

Příloha 2: Vlastnosti argonu

TABULKA 32 VLASTNOSTI ARGONU AR S MĚNÍCÍ SE TEPLOTOU

T[K]	Entalpie [kJ/kg]	Cv [kJ/kg.K]	Cp [kJ/kg.K]
280	145.4691	0.312406	0.521678
285	148.0775	0.312406	0.521678
290	150.6859	0.312406	0.521678
295	153.2943	0.312406	0.521678
300	155.9002	0.312406	0.521428
310	161.117	0.312406	0.521428
320	166.3312	0.312406	0.521428
330	171.543	0.312406	0.521178
340	176.7548	0.312406	0.521178
350	181.9691	0.312406	0.521178
360	187.1783	0.312406	0.521178
370	192.3901	0.312406	0.520927
380	197.5994	0.312406	0.520927
390	202.8112	0.312406	0.520927
400	208.0204	0.312406	0.520927
410	213.2297	0.312406	0.520927
420	218.4365	0.312406	0.520927
430	223.6457	0.312406	0.520927
440	228.855	0.312156	0.520677
450	234.0618	0.312156	0.520677
460	239.2685	0.312156	0.520677
470	244.4778	0.312156	0.520677
480	249.6846	0.312156	0.520677
490	254.8813	0.312156	0.520677
500	260.0881	0.312156	0.520677
520	270.5017	0.312156	0.520677
540	280.9152	0.312156	0.520677
560	291.3287	0.312156	0.520677
580	301.7423	0.312156	0.520677
600	312.1558	0.312156	0.520427
620	322.5693	0.312156	0.520427
640	332.9829	0.312156	0.520427
660	343.3964	0.312156	0.520427
680	353.81	0.312156	0.520427
700	364.1985	0.312156	0.520427
720	374.612	0.312156	0.520427
740	385.0255	0.312156	0.520427
760	395.4391	0.312156	0.520427
780	405.8526	0.312156	0.520427
800	416.2661	0.312156	0.520427